



UNIVERSIDAD NACIONAL DE COLOMBIA

# **Desarrollo de un modelo termodinámico de un sistema Termosolar Disco-Stirling**

**Daniel Mauricio Ramírez Pareja**

Universidad Nacional de Colombia  
Facultad de Minas, Área curricular de Ingeniería Mecánica  
Medellín, Colombia  
2015



# **Desarrollo de un modelo termodinámico de un sistema Termosolar Disco-Stirling**

**Daniel Mauricio Ramírez Pareja**

Tesis de investigación presentada como requisito parcial para optar al título de:  
**Magister en Ingeniería mecánica**

Director: Farid Chejne Janna

Ph.D, Farid Chejne Janna

Codirector: Héctor Iván Velásquez Arredondo

Doctor Héctor Iván Velásquez Arredondo

Línea de Investigación:

Fluidos, energía y ciencias térmicas

Grupo de Investigación:

Termodinámica Aplicada Y Energías Alternativas (TAYEA)

Universidad Nacional de Colombia

Facultad de Minas, Área curricular de Ingeniería Mecánica

Medellín, Colombia

2015



*No existen obstáculos científicos o tecnológicos para proteger nuestro mundo y la preciosa vida que este sostiene. Todo depende de lo que realmente valoremos y de si podemos reunir la voluntad para actuar.*

*Neil deGrasse Tyson*

## Agradecimientos

Dedicado a mi madre, padre y hermano que con su apoyo y amor, me motivaron y me llenaron de energía para poder sacar adelante esta tesis de maestría. Al profesor Farid que con su paciencia, conocimiento y sabiduría me guiaron y me dieron las pautas para el desarrollo de esta. A mis amigas y amigos, compañeras y compañeros con los que compartimos muchos momentos, que nos forman el carácter y nos hacen ser cada vez una mejor persona.

## Resumen

La tesis de investigación se enfocó en el desarrollo de un modelo termodinámico de un sistema termosolar Disco-Stirling. Dicho modelo incluye: estudio geométrico y balance de energía del concentrador solar tipo disco parabólico, en dicho estudio y balance se obtiene una ecuación característica de este componente. Posteriormente se hace un balance global de energía del receptor, en el cual se hace un diagrama de resistencias térmicas para contemplar las variables incidentes en dicho balance. Finalmente se realiza un análisis en cada componente del motor Stirling tipo Alfa, en los dos cilindros y el regenerador como elementos principales, analizando la incidencia de cada elemento en los cuatro procesos del ciclo Stirling. Siendo estos: proceso (1-2) compresión isotérmica, analizado en el cilindro de compresión. Proceso (2-3) calentamiento isocórico, análisis realizado al regenerador. Proceso (3-4), expansión isotérmica análisis realizados al cilindro de expansión y por último enfriamiento isocórico (4-1) análisis realizados en el regenerador.

**Palabras clave:** Motor Stirling, Sistema Disco-Stirling, Modelo termodinámico, Concentrador Disco Solar, Balance de energía.

## Abstract

The thesis research focused on the development of a thermodynamic model of a Dish-Stirling solar thermal system. This model includes geometric study and energy balance of the parabolic dish solar concentrator type, in this study and balance a characteristic equation of this component is obtained. Subsequently an overall energy balance of the receiver is made, in which a diagram of thermal resistances is done to meet the varying incidents such balance. Finally, an analysis is performed on each component of Alpha type Stirling engine in the two cylinders and regenerator main elements, analyzing the impact of each element in the four processes of the Stirling cycle. As these; Process (1-2) isothermal compression, analyzed in the compression cylinder. Process (2-3) isochoric heating the regenerator analysis. Process (3-4), isothermal expansion analyzes the expansion cylinder and finally analyzes isochoric cooling 4-1 in the regenerator.

**Keywords:** Stirling engine, Disc-Stirling system, Thermodynamic model, concentrator solar disc, Energy balance.



# Contenido

	Pág.
<b>Resumen .....</b>	<b>VII</b>
<b>Lista de figuras .....</b>	<b>X</b>
<b>Lista de tablas .....</b>	<b>XI</b>
<b>Lista de gráficas.....</b>	<b>XI</b>
<b>Lista de Símbolos y abreviaturas .....</b>	<b>XII</b>
<b>Introducción .....</b>	<b>17</b>
<b>1. Energías alternativas y renovables .....</b>	<b>20</b>
1.1 Aspectos socioeconómicos y de cobertura energética .....	21
1.2 Beneficios de las energías alternativas y renovables.....	23
1.3 Introducción a la energía solar .....	26
1.4 Breve Reseña histórica de la energía solar térmica .....	28
1.5 Sistemas termosolares tipo Disco-Stirling .....	29
1.6 Concentradores solares .....	31
1.7 Motor Stirling .....	32
1.7.1 Ventajas teóricas de los motores Stirling.....	34
1.7.2 Actualidad de los prototipos termosolares-Disco Stirling .....	36
<b>2. Estado del arte de los modelos termodinámicos del sistema termosolar .....</b>	<b>39</b>
<b>3. Balance termodinámico del sistema termosolar .....</b>	<b>42</b>
3.1 Análisis del Disco Concentrador .....	42
3.2 Balance termodinámico del receptor solar .....	47
3.2.1 Resultados obtenidos de la simulación en MATLAB .....	53
3.3 Balance termodinámico en el motor Stirling.....	55
3.3.1 Análisis termodinámico de los procesos a través del tiempo y del espacio 55	
3.3.2 Eficiencia mecánica y térmica .....	69
3.3.3 Presión de trabajo .....	71
<b>4. Análisis de resultados .....</b>	<b>73</b>
<b>5. Conclusiones y recomendaciones .....</b>	<b>85</b>
5.1 Conclusiones.....	85
5.2 Recomendaciones.....	88
<b>Bibliografía .....</b>	<b>89</b>

# Lista de figuras

**Pág.**

Figura 1. 1 Radiación solar en la superficie terrestre [12] .....	25
Figura 1. 2 Esquema de la implementación de radiación solar .....	28
Figura 2. 1 Configuraciones del motor Stirling [17].....	34
Figura 2. 2 Gráfica comparativa ciclo de Carnot - ciclo Stirling .....	35
Figura 2. 3 Tipos de discos concentradores solares. Fuente [22].....	37
Figura 3. 1 Prototipo del Disco-Stirling .....	41
Figura 3. 2 Descripción del Disco concentrador.....	42
Figura 3. 3 Concentrador solar parabólico .....	44
Figura 3. 4 Volumen de control en la cavidad del receptor .....	47
Figura 3. 5 Esquema de la recámara y del receptor .....	48
Figura 3. 6 Configuración del Receptor - Resistencia térmica del receptor.....	49
Figura 3. 7 Configuración geométrica de los componentes del motor .....	56
Figura 3. 8 Esquema ilustrativo del medio poroso (regenerador) .....	60
Figura 3. 9 Configuración geométrica del regenerador.....	63
Figura 3. 10 Configuración geométrica de los componentes del motor .....	65
Figura 3. 11 Regenerador proceso 4-1.....	67
Figura 3. 12 Esquema de los componentes mecánicos del motor Stirling .....	69
Figura 3. 13 Ciclo P-V .....	72

## Lista de tablas

	<b>Pág.</b>
Tabla 2. 1 Concentración de rayos directos y/o por reflexión [8].....	30
Tabla 3. 1 Resistencias térmicas en el circuito.....	52

## Lista de gráficas

	<b>Pág.</b>
Gráfica 3. 1 Comportamiento solar de la región seleccionada .....	46
Gráfica 3. 2 Distribución de temperatura vs longitudes características en forma matricial.....	53
Gráfica 3. 3 Ciclo Ideal Stirling P-V y T-s .....	55
Gráfica 3.2.1 Distribución de temperatura vs áreas en forma matricial.....	54
Gráfica 3.2.2 Calor entregado al receptor en función del área .....	54
Gráfica 4. 1 Variación de la temperatura vs longitudes características en forma matricial.....	74
Gráfica 4. 2 Temperatura promedio del receptor y de la cavidad .....	75
Gráfica 4. 3 Gráfica de HLS vs día y radiación promedio mensual vs día .....	76
Gráfica 4. 4 Temperatura del receptor vs día, Cantidad de calor transferido al receptor vs día .....	76
Gráfica 4. 5 Gráficas del comportamiento del fluido en el proceso 1-2 .....	78
Gráfica 4. 6 Gráficas del comportamiento del fluido en el proceso 2-3 .....	80
Gráfica 4. 7 Gráficas del comportamiento del fluido en el proceso 2-3 .....	81
Gráfica 4. 8 Gráficas del comportamiento del fluido en el proceso 4-1 .....	82
Gráfica 4. 9 Ciclo completo transcurrido 0,0140 s .....	83
Gráfica 4. 10 Comportamiento del fluido de trabajo en cada proceso del ciclo .....	84

# Lista de Símbolos y abreviaturas

Los símbolos y abreviaturas implementados en esta tesis, se resume en la siguiente tabla organizado alfabéticamente y por el tipo de Símbolos.

## Símbolos con letras latinas

Símbolo	Término	Unidad SI	Definición
A	Área	$m^2$	$\iint dx dy$
$A_1$	Área del concentrador	$m^2$	Cap. 1.6
$A_2$	Área del receptor	$m^2$	Cap. 1.6
$A_{cav}$	Área de la cavidad	$m^2$	Ec. (3.5)
$A_{con}$	Área del concentrador tipo disco parabólico	$m^2$	Ec. (3.5)
$A_{rec}$	Área del receptor	$m^2$	Ec. (3.16)
$A_w$	Área de la pared del receptor	$m^2$	Ec. (3.16)
a	Constante de la zona geográfica		Tabla 2.1.2 [1]
b	Constante de la zona geográfica		Tabla 2.1.2 [1]
$C_{geom}$	Concentración geométrica		$\frac{A_1}{A_2}$
$C_p$	Calor específico a presión constante	$\frac{kJ}{kg K}$	Ec. (3.22)
$D_{rec}$	Diámetro del receptor externamente	m	
DEC	Declinación de la incidencia solar	°	Ec. (3.7)
DN	Número del día	día	Ec. (3.9)
$\bar{E}$	Irradiación promedio extraterrestre diario mensual en una superficie horizontal	$\frac{kW}{m^2}$	Ec. (3.7)
$F_{C-R}$	Factor de forma Cavity-Receptor		Tabla 8.3 [2]
$F_{C-w}$	Factor de forma Cavity-Pared		Tabla 8.3 [2]
$F_{w-c}$	Factor de forma Pared-cavidad		$F_{w-c} = F_{C-w} - 1$
$F_{w-R}$	Factor de forma Pared-Receptor		$F_{w-c}$ $= F_{C-w} (A_{cav}/A_w)$
g	Aceleración de la gravedad	$\frac{m}{s^2}$	$\frac{d^2 \vec{r}}{dt^2}$
$\bar{G}$	Irradiación promedio terrestre diario mensual en una superficie horizontal	$\frac{kW}{m^2}$	Ec. (3.6)
$G_{RL}$	Número de Grashof		Ec. (3.21 f)
HLS	Horas de Luz Solar	h	Ec. (3.6)
$h$	coeficiente de transferencia de calor	$\frac{kW}{m^2}$	Ec. (3.22)
$\bar{h}_c$	coeficiente de transferencia de calor por conducción	$\frac{kW}{m^2}$	Ec. (3.21 c)

Símbolo	Término	Unidad SI	Definición
$h_r$	coeficiente de transferencia de calor por radiación	$\frac{kW}{m^2}$	Ec. (3.21 b)
$I_{(t)}$	Radiación solar en una superficie horizontal	$\frac{kW}{m^2}$	Ec. (3.5)
$J_{Rec}$	Radiosidad del receptor	$\frac{kW}{m^2}$	Ec. (3.16)
$J_{wall}$	Radiosidad de la pared	$\frac{kW}{m^2}$	Ec. (3.16)
$k$	Relación de gases ideales		Tabla A.2 [3]
$K_r$	Coeficiente de permeabilidad	$\frac{m^2}{W}$	Ec. (3.35)
$k_{wall}$	Conductividad térmica de la pared	$\frac{mK}{W}$	Tabla A.2 [4]
$k_{rec}$	Conductividad térmica del receptor	$\frac{mK}{W}$	Tabla A.2 [4]
$L$	Perdidas asumidas en la concentración cilindro parabólico		Ec. (3.1)
$L_{cav}$	Perdidas asumidas en la cavidad del receptor		Ec. (3.14)
$L_{con}$	Perdidas asumidas en la concentración disco parabólico		Ec. (3.1)
$L_p$	Carrera del pistón	m	Ec. (3.25)
$L_{wall}$	Longitud característica de la pared	m	Ec. (3.19)
$L_{esp}$	Espesor del receptor	m	Ec. (3.20)
LAT	Latitud	° ‘ ‘	DF
$\dot{m}$	Flujo másico	$\frac{kg}{s}$	Ec. (3.22)
$n$	Promedio de reflexiones del rayo en el concentrador		Ec. (3.3)
$N$	Es la longitud del día en horas	h	Ec. (3.11)
$\bar{N}_{UD}$	Número de Nusselt		Ec. (3.21 d)
$P$	Presión del fluido	kPa	Ec. (3.22)
$P_r$	Número de Prandtl		Tabla A.4[4]
$Q$	Calor	kW	Ec. (3.22)
$Q_{per}$	Radiación concentrada perdida	kW	Ec. (3.12)
$Q_{Rad}$	Proporción de radiación concentrada	kW	Ec. (3.5)
$Q_{util}$	Radiación concentrada útil o disponible	kW	Ec. (3.15)
$R$	Radio del disco concentrador	m	Ec. (3.3)
$R_g$	Constante de los gases ideales	$\frac{kJ}{kg K}$	Ec. (3.31)
$r$	Relación volumétrica		$\frac{V_M}{V_m}$

Símbolo	Término	Unidad SI	Definición
$r_o$	Radio de la apertura del receptor	M	DF
$R$	Constante de los gases ideales	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$	Ec. (3.25)
$R_a$	Número de Rayleigh		Ec (3.21 e)
$R_x$	Resistencia térmica del circuito		Tabla 3. 1
$S$	Factor de forma bidimensional	m	Tabla 3.12 [2]
$t$	Tiempo	s	DF
$T_{\text{amb}}$	Temperatura ambiente	K	DF
$T_1$	Temperatura del fluido antes de la cámara de enfriamiento	K	DF
$T_2$	Temperatura del fluido después de la cámara de enfriamiento	K	DF
$T_3$	Temperatura del fluido antes de la cámara de calentamiento	K	DF
$T_4$	Temperatura del fluido después de la cámara de calentamiento	K	DF
$T_{\text{cav}}$	Temperatura de la cavidad del receptor	K	Ec. (3.16)
$T_{\text{rec}}$	Temperatura del Receptor	K	Ec. (3.20)
$T_{\text{rec\_in}}$	Temperatura del Receptor internamente	K	Ec. (3.20)
$T_{\text{wall}}$	Temperatura de la pared del receptor	K	Ec. (3.17)
$T_{\text{wall\_ext}}$	Temperatura de la pared externa	K	Ec. (3.19)
$U$	Energía interna	kJ	Ec. (3.22)
$\mathbb{V}$	Velocidad del fluido dentro del cilindro	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$	$\frac{dL}{dt}$
$\mathcal{V}$	Velocidad del fluido dentro del cilindro	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$	$-\frac{K_r}{\mu} \left( \frac{\partial P}{\partial x} \right)$
$V_M$	Volumen máximo del fluido	$\text{m}^3$	Ec. (3.56)
$V_m$	Volumen mínimo del fluido	$\text{m}^3$	Ec. (3.61)
$W$	Trabajo por frontera móvil	kJ	Ec. (3.22)
$dx$	Diferencia de la distancia	m	Ec. (3.32)

## Símbolos con letras griegas

Símbolo	Término	Unidad SI	Definición
$\Gamma$	Perdidas por difusión concentrador cilíndrico		Ec. (3.1)
$\Gamma_{\text{con}}$	Perdidas por difusión concentrador disco parabólico		Ec (3.3)
$\varepsilon_{\text{rec}}$	Emisividad del receptor		Tabla 4.6 [2]
$\varepsilon_{\text{wall}}$	Emisividad de la pared		Tabla 4.7 [2]
$\eta_o$	Eficiencia del concentrador tipo disco parabólico		Ec (3.4)
$\eta_{\text{opt}}$	Eficiencia del concentrador solar tipo disco parabólico		Ec. (3.2)
$\eta_p$	Eficiencia del concentrador solar parabólico		Ec. (3.1)
$\eta_m$	Eficiencia mecánica		Ec. (3.52)

Símbolo	Término	Unidad SI	Definición
$\nabla$	Gradiente		$\frac{\partial}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial z}$
$\theta$	Ángulo comprendido entre el borde disco y el punto focal		Figura 3. 2
$\mu$	Viscosidad dinámica	$Pa \cdot s$	Tabla A.16 [3]
$\rho$	Coeficiente de reflectividad		Figura 3. 3
$\rho_f$	Densidad del fluido	$\frac{kg}{m^3}$	Ec.(3.23)
$\sigma$	Constante de Stefan-Boltzmann	$\frac{kW}{m^2 \cdot K^4}$	$DF$
$\tau$	Relación de temperatura		$\frac{T_c}{T_H}$
$\tau_1$ y $\tau_2$	Transmitancia de vidrios		Figura 3. 3
$\infty$	Sistema de referencia		
$\phi$	Porosidad		Tabla 15.1 [2]

## Subíndices

Subíndice	Término
geom	Concentración geométrica
f	fluido
in	Entrada
out	Salida
Per	Perdida
s	solido
rad	radiación
Útil	Útil
$\infty$	Estado de referencia





# Introducción

La tangible problemática del calentamiento global y el acelerado crecimiento de la demanda energética a nivel mundial (del orden de 1.4 por ciento anual), han despertado el interés de las naciones y de entes gubernamentales de potencializar las energías renovables, lo que ha sido visible y se han podido consolidar en dos factores relevantes. El primero tiene que ver con la acelerada dinámica de las políticas energéticas y del compromiso ambiental alcanzado a nivel mundial. Lo segundo, a la acelerada y poco controlada demanda energética y a la necesidad de brindar cobertura a dichas necesidades [5], [6].

Las fuentes de origen fósil como; el carbón, el petróleo (y sus derivados), y el gas natural son las que en proporción generan la mayor cantidad de energía eléctrica a nivel mundial. El descubrimiento de estas fuentes y la invención de motores de combustión interna a mediados del siglo XIX hicieron que los motores a vapor y los de combustión externa fueran desplazados del mercado, o simplemente se fueran utilizando a menor escala, se utilizaban para satisfacer las necesidades energéticas de baja capacidad o como máquinas para generar movimiento mecánico [7], [8].

Dentro de esta gama de motores de combustión externa se encuentra los motores patentados por Robert Stirling en el año de 1816. El cual fue implementado solamente para trabajos menores especialmente para trabajos mecánicos de movimiento. Este motor aprovecha las fuentes energéticas externas para calentar un fluido de trabajo y generar la potencia mecánica en los pistones. Sin embargo, pese a que se demostró que realmente funciona, en aquel entonces no estaban convencidos de su funcionamiento debido a que no había entrada ni salida de flujo másico.

Pese a estos acontecimientos, este tipo de motores ha tomado nuevamente fuerza, siendo la principal razón la versatilidad del agente energético y al desarrollo tecnológico para la construcción de materiales con características mecánicas apropiadas para fabricación de los elementos y piezas que componen el motor Stirling. Siendo el regenerador y los dos pistones (compresión y expansión) piezas fundamentales para el adecuado funcionamiento del motor. A dichos elementos se les hace un análisis termodinámico por separado, para luego realizar una integración y acoplarlos a un solo modelo.

Uno de los campos con un futuro promisorio para estos tipos de motores, es el de la generación de energía eléctrica. Donde se complementan con concentradores solares y transformadores eléctricos o dinamos que transforman la energía mecánica en energía eléctrica. Los concentradores solares tipo disco parabólico direccionan los rayos solares a un foco central, en el cual se ubica el motor Stirling para aprovechar esta fuente de energía y realizar trabajo mecánico. Pese a estos desarrollos tecnológicos, los modelos matemáticos que describen estos sistemas termosolares carecen de un análisis un poco

más detallado de los tres componentes por separado y de la integración de estos en uno solo.

En esta tesis de maestría se propuso un modelo matemático que caracteriza un sistema termosolar Disco-Stirling. Se inició con el estudio geométrico y de balance de energía del concentrador solar tipo disco parabólico. Luego se realizó un balance de energía del receptor solar, en el cual se hace un diagrama de resistencias térmicas para contemplar las variables incidentes y relevantes en dicho balance. Por último, se realizó un balance termodinámico en los principales componentes del motor Stirling tipo alfa (dos cilindros: expansión y compresión y el regenerador). Lo anterior para cumplir con el objetivo general planteado en ésta tesis de maestría, es la de desarrollar y validar un modelo termodinámico de un sistema termosolar tipo Disco-Stirling, el cual se obtendría al ir cumpliendo progresivamente cada uno de los objetivos específicos propuestos.

Los objetivos específicos que permiten cumplir con el objetivo general son. Primero; calcular la eficiencia del concentrador solar tipo disco y la cantidad de calor capaz de transmitir a la cámara de calentamiento. Segundo; desarrollar un modelo matemático (termodinámico) del motor Stirling, partiendo de un estudio de la primera y segunda Ley de la termodinámica, haciendo un análisis del regenerador, cámara de calentamiento y de enfriamiento y del sistema de acople con el alternador. El tercer objetivo específico, consta en hacer los ajustes necesarios para mejorar la eficiencia del sistema iniciando con un análisis entre el proceso térmico (expansión y compresión del fluido de trabajo) y el proceso mecánico (movimiento mecánico y la transmisión de energía).

El cuarto objetivo es; validar el modelo para obtener datos simulados y realizar comparaciones de los datos teóricos de los prototipos construidos y por último; diseñar un prototipo de un sistema termosolar Disco-Stirling implementado para la generación. Por lo tanto en esta tesis de maestría empieza con una breve descripción de las energías renovables o alternativas, dándole una mirada desde el aspecto socioeconómico y los beneficios que esta trae. En este mismo capítulo en el numeral 1.3 se hace una introducción a la energía solar y a las diferentes formas de aprovechar su energía. Siendo la energía solar térmica la fuente de energía del sistema analizado en este trabajo y el primer capítulo termina con una breve reseña histórica de la energía solar.

El tema de los sistemas termosolares y de la descripción de este tipo de tecnología se abordó en el segundo capítulo. Donde se hace una breve descripción de las diferentes aplicaciones de este tipo tecnología. Posteriormente se hace una descripción en detalle de cada uno de los principales componentes del sistema. Siendo estos; el Concentrador Solar y el Motor Stirling.

En el tercer capítulo, se hace una documentación de la revisión del Estado del Arte de los modelos termodinámicos que describan el sistema. En este mismo capítulo se hace un estudio geométrico y un balance de energía del concentrador solar tipo disco parabólico. En el siguiente numeral se hace análisis termodinámico del receptor solar, obteniendo un

diagrama de resistencias térmicas donde se contemplan las variables incidentes en dicho balance. Los resultados obtenidos son visualizados en este mismo subcapítulo, los cuales son visualizados por medio de gráficas.

En este mismo capítulo se realiza un análisis termodinámico en los cilindros de compresión y expansión, como en el regenerador. Cada uno de ellos es analizado en el proceso donde es el más influyente de todo el ciclo del motor Stirling. Por ejemplo el cilindro de compresión es el que predomina en el Proceso 1-2 de compresión isotérmica. El regenerador incide significativamente en dos procesos, 2-3 y 4-1 los cuales son los procesos de calentamiento y enfriamiento isocórico respectivamente. El proceso 3-4, de expansión isotérmica se analizó en el cilindro de expansión. En estos análisis se tuvo en cuenta las ecuaciones o variables resultantes o analizadas en los elementos previos a este, dependiendo de la trayectoria de la luz solar (Disco-Concentrador; Receptor, Motor Stirling).

Por último, capítulo cuarto, se plantean unas conclusiones y recomendaciones del modelo integrado. Las recomendaciones y las conclusiones se harán basándose en los objetivos específicos planteados. Indicando los aciertos o dificultades evidenciadas o visibles en el desarrollo de la esta tesis de maestría.

# 1. Energías alternativas y renovables

Las energías renovables o alternativas, son una fuente con alto potencial uso o desarrollo para los sistemas energéticos a nivel mundial, sin embargo en la actualidad aún se deben hacer cuantiosas inversiones para poder implementar la tecnología adecuada para su aprovechamiento. Sin embargo hay dos factores que pueden ayudar a que los precios desciendan en un futuro cercano. El primero; es la acelerada demanda de estas tecnologías y al mejoramiento de las técnicas constructivas y de los materiales con los que lo fabrican. El segundo, muchas políticas estatales, federales o gubernamentales están generando incentivos para la adquisición de estas tecnologías, bien sea en la reducción de costos o en el uso de créditos proporcionales al capital de inversión [9].

Un rol importante para la adopción de las tecnologías en la décadas de los 80, fue el incentivo aplicado por parte de algunos gobiernos a la investigación de las energías renovables o alternas y su desarrollo tecnológico, además de aquellas tecnologías que son implementadas para generar electricidad, tienen un beneficio preferencial en la tasa de depreciación del equipo otorgado directamente por algunos gobiernos [5].

Otro factor indispensable y fundamental en la implementación de estas energías, tiene que ver con el potencial en cada localidad, región, país y/o continente. Ya que las condiciones energéticas de cada zona difieren significativamente entre si y por ende de la implementación de cierta tecnología, esto ocasiona que en algunos lugares sea muy limitada el uso de las energías alternativas, como es el caso de Japón, cuyo soporte energético está dada por centrales nucleares, tan cuestionadas en las últimas tres décadas.

Hay casos en los que; el desconocimiento y la falta de interés en el sector político y energético generan un limitante para la financiación de proyectos, siendo estos uno de los casos más relevantes ya que se presume o se cree que al implementar estas tecnologías se estará compitiendo con el sistema energético tradicional, en los cuales ellos tienen una cierta participación. Pero lo que aún no se dimensiona es que estas tecnologías contribuyen favorablemente al impacto del medio ambiente, generando menos dependencia de los sistemas convencionales, e ir ampliando la cobertura y brindar soporte a la creciente demanda energética.

Las energías renovables tuvieron una gran acogida en el acuerdo Internacional vinculado a la Convención del Marco de las Naciones Unidas sobre el Cambio Climático realizado en Kyoto en el año de 1998, más conocido como el protocolo de Kyoto (PK); donde se reconocen los peligros inminentes relacionados al aumento súbito de la temperatura del planeta ocasionado por alterar el proceso natural del efecto invernadero y donde se articulan los instrumentos para promover un desarrollo sostenible [10]. En este mismo, los países industrializados han reconocido que la mayor parte de los gases contaminantes provienen de ellos y se propusieron que cada país debe contar con un

eficaz sistema nacional de medición de las emisiones, para que posteriormente se reduzcan los agentes contaminantes arrojados a la atmósfera y que dicha disminución sea validada con la medición.

El desarrollo tecnológico ha permitido que se implementen prototipos que aprovechan la energía proveniente del: Sol, viento (eólico), agua (hídrica), oceánica y mareomotriz, térmica, magnética, entre otras y almacenarlos o transformarlos en energía eléctrica o térmica, y disponerlos para satisfacer la necesidad requerida. Estos desarrollos deben despertar un mayor interés en la comunidad científica, ingenieril, educativa, investigativa y de desarrollo y aunar esfuerzos para conseguir los recursos económicos necesarios y el apoyo suficiente del estado para desarrollar estas tecnologías e implementarlas progresivamente hasta alcanzar un desarrollo másico y sostenible.

## **1.1 Aspectos socioeconómicos y de cobertura energética**

Las limitaciones tecnológicas, el poco estudio de las energías alternativas y los escasos recursos económicos tanto privados, públicos y estatales, han sido el cuello de botella para que se afiance y se motive el estudio de estas fuentes alternativas. Además, estas tecnologías no han tenido el suficiente interés en el mercado energético. Sin embargo se ha evidenciado una crisis energética a nivel mundial, no solo por el desabastecimiento ni el alza que tuvo en el mercado el petróleo y sus derivados, ni por la demanda energética (que sigue en aumento) a nivel mundial, ni por las consecuencias negativas a nuestro ecosistema por el cambio climático. Si no que fue la combinación de estos tres factores relevantes los que han motivado a que los gobiernos incentiven económica y políticamente los mercados energéticos autosostenibles [11].

Dos quintas (2/5) partes del petróleo se implementa directamente en el parque automotor y las tres quintas partes (3/5) restantes se implementan en el mercado eléctrico. Visto a la escasez de este agente energético y la inestabilidad del precio en el mercado, ha generado una posición global de realizar una transición progresiva hacia el uso de las energías renovables o alternativas, con lo que ha contado con una fuerte inversión económica para poder garantizar que para el año 2050 se disminuya en un 75% los niveles de Dióxido de Carbono (CO<sub>2</sub>) comparados con el año de 1985 [12], y poder proveer de energía eficiente y amigable con el ambiente a los consumidores.

Actualmente este tipo de tecnología se desarrolla y se produce a una mayor escala, con mejores técnicas de construcción y con una mayor industrialización. Donde las fabricas tienen una mayor capacidad técnica y de producción para desarrollar los componentes para este tipo de tecnología, siendo estos unos de los parámetros fundamentales para la reducción de los costos de fabricación. Adicionalmente (según los indicadores de las energías renovables [13]) el incremento de la capacidad de potencia generada por energía renovable (sin incluir la parte hídrica) es desde 85 GW desde el 2003 hasta 560

GW a finales del 2013. Si se incluye la parte hídrica, para estos mismos periodos iría desde 800 GW hasta 1560 GW, donde el incremento porcentual es de 558,8% y 95% respectivamente.

Algunos elementos claves para tener en cuenta en el desarrollo tecnológico y en la implementación de las energías alternativas son [5][8]:

1. Existen diversas fuentes renovables o alternativas, la cual depende de la región en donde se pretende implementar esta tecnología. Por ejemplo, para el caso colombiano se podría implementar tecnologías para la generación de energía a través de los recursos hídricos, de biomasa, solares, mareomotriz, entre otras, siendo la más implementada y estudiada la energía hidráulica. Se encuentra en investigación la energía de la biomasa y con gran expectativa para ser investigada y potencializada la energía solar y la mareomotriz, siendo estas dos unas de las fuentes renovables más atractivas para el país por su ubicación geográfica y por ser tropical.
2. Permitir la integración de fuentes convencionales con las fuentes alternativas y apuntar a la implementación de estas tecnologías con mayor eficiencia (cogeneración).
3. La biomasa se está implementando ampliamente, integrándose con cultivos de manera sostenible y obteniendo combustible en estado líquido y/o gaseoso. Implementando la tecnología adecuada y moderna, se puede utilizar para la generación de energía eléctrica y/o térmica. Uno de los aspectos más importantes a tener en cuenta es que se deben tener los controles adecuados en su cultivo y producción para evitar la deforestación y el desabastecimiento alimenticio.
4. Las energías renovables y/o alternativas, pese a su intermitencia, pueden llegar a generar una gran cantidad de energía, lo que la hace rentable. Sin embargo la inyección a la red eléctrica debe ser de inmediato, ya que las tecnologías para el almacenamiento de este son limitadas y requieren de una considerable suma de recursos económicos o financieros, adicionalmente se requiere del capital humano para Investigar e Innovar en este tipo de tecnologías.
5. La implementación de energías alternativas permitirá la introducción de nuevas opciones en el mercado energético y mayores fuentes de empleo digno.

La Unión Europea (EU por sus siglas en inglés) comprometida con el medio ambiente y cumpliendo con los objetivos trazados en el protocolo de Kyoto, relacionados al cambio climático, están impulsando un paquete ambicioso en el sector energético en Europa para el año 2020, en el que incluye, mejorar la eficiencia energética del sector en un 20%, incrementar el mercado de las energías renovables en un 20% e incrementar el uso de biocombustible en un 10%. La Comisión Europea (EC) ha propuesto este programa para disminuir las emisiones de gases que incrementan el efecto invernadero. Se ha proyectado una disminución progresiva de las energías de fuentes convencionales, bajo

el escenario energético a nivel mundial, el consumo de energía en el año de 1988 era de 9900 EJ (ExaJoule) y se proyecta la disminución hasta 4300 EJ para el año 2050 [14].

Es importante mencionar que un 25% de la población mundial consume el 70% de la energía total, mientras que el 75% de la población restante tan solo consume el 30% de la energía total [12]. Como se puede evidenciar en el sector energético también se ven las diferencias sociales, económicas, culturales y se relacionan directamente con la posición económica del país, si es un país desarrollado, está en vía de hacerlo o es poco desarrollado.

Uno de los aspectos más inquietantes para los inversionistas en este tipo de tecnología se relaciona obviamente con la parte económica. Por lo general es por falta de información que se tiene en relación a este tipo de tecnología. Por ejemplo, para los paneles fotovoltaicos (PV) la reducción de costos por Watt generado en las últimas tres décadas fue de \$30/W (dólares por Watt) a \$3/W, si se incluye el montaje completo se llegaría al orden de \$6/W [12]. Por su parte los sistemas térmicos-solares que son tecnológicamente una rama con mayor capacidad en generación (dentro de los solares), bien sea eléctrica o térmica, en los parques solares de California se han generado continuamente 354MW desde el año 1985. Donde se reporta que una planta solar térmica tiene un costo por el orden de \$0.12/kWh a \$0.16/kWh, suponiendo un proceso de fabricación en masa el precio de generación de estimaría en \$0.05/kWh [12]. Una de las ventajas de estos sistemas térmicos es que se pueden implementar de manera continua y pueden almacenar de manera más eficiente la energía remanente.

## **1.2 Beneficios de las energías alternativas y renovables**

La naturaleza nos provee las diferentes fuentes de energía, ciertas son almacenables, otras generan altos gradientes térmicos. Algunas de ellas cuentan con tecnologías diseñadas y desarrolladas para su aprovechamiento, lo que genera que en el mercado energético sean comercializables y por ende reproducibles. El sol es el motor principal de estas energías alternativas y/o renovables. Bien sea implementándose indirectamente (eólico, radiación indirecta, mareomotriz, biomasa, incluso los combustibles de origen fósil, entre otros), o directamente (concentradores solares, torres de generación, hornos solares, paneles fotovoltaicos, entre otros). Desde la perspectiva económica la masificación de estas trae grandes beneficios, tanto en el aspecto cultural, social, ambiental, entre otros [8]. De los múltiples beneficios que puede traer las energías renovables, los más relevantes se pueden dividir en tres categorías; ahorro de energía, generación de nuevos puestos de trabajo y la disminución de la polución o contaminación ambiental.

El ahorro de energía traería beneficios en la reducción del consumo de la electricidad proveniente de los combustibles fósiles como fuentes convencionales de energía. Este ahorro puede obtenerse con la optimización de los recursos, bien sea aumentando la

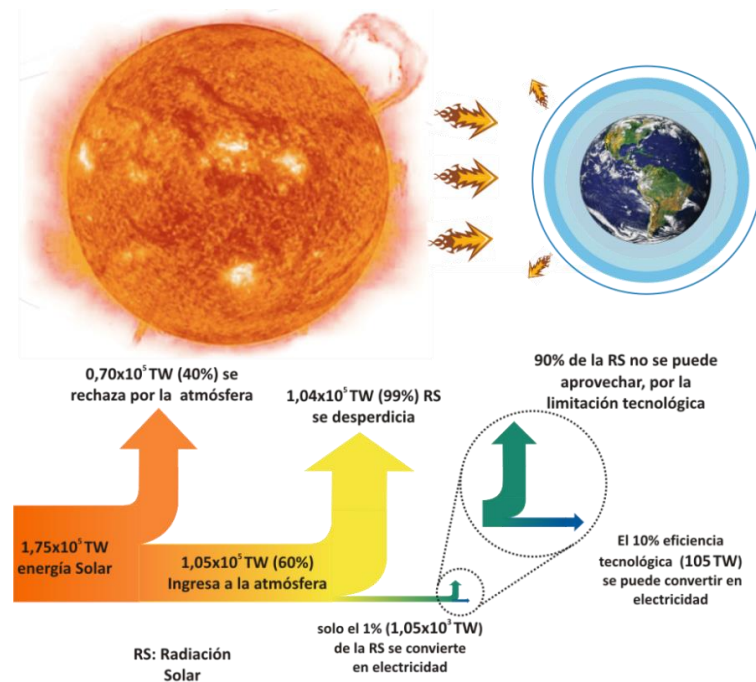
eficiencia de esa tecnología o cogenerando (aprovechar el recurso e implementar la energía residual y transformarla en energía útil). Por otra parte la incursión en el mercado energético de las fuentes renovables, produciría nuevas actividades económicas para contribuir a la producción, incentivando nuevos mercados de distribución, de operación, de investigación, de mantenimiento, de comercialización y de trabajo.

La contribución a la mitigación de la contaminación en la parte ambiental, es uno de los principales objetivos que se trazan al desarrollar componentes tecnológicos que utilizan estas fuentes energéticas, donde al implementarla disminuye los agentes contaminantes, trayendo beneficios al planeta tierra, donde el sector agrícola, industrial, transporte, ambiental y en la salud pública los más relevantes.

El mercado del carbono surge recientemente. El cual, en síntesis, es un mercado que consiste en un compromiso energético por país en emitir la menor cantidad posible de agentes contaminantes a la atmósfera, los países que excedan el porcentaje permitido de emisión, podrán comprar unos bonos en un mercado (una especie de bolsa) donde los bonos son dispuestos por aquellos países cuya emisión es inferior, generando de esta manera un mecanismo para el desarrollo limpio de los países emergentes. Por lo general, los países que más emiten a la atmósfera son las naciones desarrolladas y que tiene la capacidad de comprar dichos bonos a los países que están en vía de desarrollo, incentivando económicamente para que estos opten por implementar tecnologías amigables con el ambiente, así como el mejoramiento del nivel de vida en las zonas rurales, dándoles oportunidades de desarrollo y de igualdad en su comunidad.

La cantidad de energía que se obtiene de la radiación solar a nivel mundial, es suficiente como para suplir las necesidades energéticas proyectadas para el año 2050 [7], teniendo en cuenta la radiación solar y la eficiencia tecnológica para convertirla en electricidad, ver Figura 1. 1, es relativamente bajas comparadas con otras. Sin embargo estas han tenido un aumento significativo en su eficiencia donde los paneles fotovoltaicos por lo general tienen un 20% de eficiencia, mientras que los sistemas térmicos solares están por el orden de 40-60 %.





**Figura 1. 1** Radiación solar en la superficie terrestre [12]

Existe una amplia gama de tecnologías alternativas, sin embargo la de interés en el desarrollo de esta tesis de maestría se relaciona directamente con la energía solar, específicamente la termosolar, que difiere sustancialmente de la fotovoltaica que ha sido la que más se ha desarrollado e investigado. La termosolar es una tecnología que trae beneficios ambientales y socioeconómicos, algunas de sus ventajas y desventajas se mencionan a continuación [12]:

#### Ventajas en la parte ambiental

- Reducción de la emisión de gases de efecto invernadero (generalmente CO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub>) y emisión de gases tóxicos (SO<sub>2</sub>, agentes particulados).
- Recuperación de tierras deforestadas o degradadas.
- Reducción de las necesidades de líneas de transmisión dentro de la red eléctrica.
- Aprovechar y mejorar las condiciones de calidad de los recursos hídricos.

#### Ventajas en la parte socioeconómica

- Incrementa la independencia energética tanto a nivel nacional como regional.
- Creación de nuevas fuentes de empleo.
- Restructuración del mercado energético, el cual permite la penetración de nueva tecnología y la producción de nuevas actividades.
- Permite acceder la electricidad a zonas rurales.
- Permite incursionar una nueva tecnología que permite respaldar el sistema energético nacional. Siendo esta una tecnología complementaria al potencial eléctrico existente en el país (Colombia).

Desventajas, en la parte ambiental:

- En el proceso de fabricación, instalación y mantenimiento existe cierto grado de polución o huella de carbono.
- Durante su construcción el impacto sonoro es alto.
- Se requiere de amplias zonas para su implementación
- Genera impacto visual.

### 1.3 Introducción a la energía solar

Las fuentes energéticas más comúnmente utilizadas en el planeta tierra son; el petróleo, el carbón, el gas natural, la biomasa, entre otros, los cuales se obtuvieron prácticamente de los procesos de la fotosíntesis, dicho proceso químico generó los nutrientes necesarios para sostener el ecosistema tanto en la en la prehistoria como en la actualidad. Se entiende que el petróleo y el gas natural son de origen fósil, sin embargo la existencia de estos se atribuye principalmente a las diversas fuentes alimenticias que los animales prehistóricos tenían y que el epicentro de estos alimentos eran de origen vegetal. Al igual que la energía eólica (energía del viento) y de la energía del océano que se originan de la energía solar por las gradientes de temperaturas existentes en distintas regiones de la tierra.

El sol, única estrella de nuestro sistema solar, está conformada en su mayoría por Hidrogeno-H (74% aproximadamente), Helio-He (25% aprox.) y lo restante en metales y materiales pesados. Alcanza una temperatura superficial de 5500 K, la cual es generada por la fusión nuclear entre el H y el He [12].

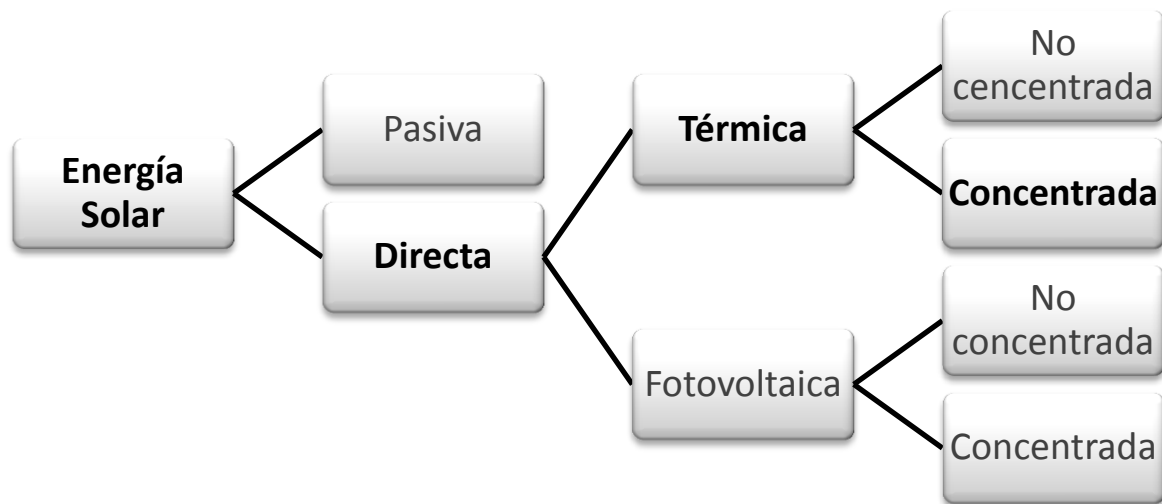
La energía solar es la fuente energética de mayor trascendencia en la historia de la humanidad, a ella se debe los procesos básicos (químicos y/o biológicos) de vida sobre la tierra a través de la fotosíntesis o de ciclos importantes en la tierra como la lluvia, las estaciones y los gradientes térmicos atmosféricos. Este tipo de energía se implementa para el calentamiento y refrigeración de edificios, para la potabilización y desalinización del agua, para el calentamiento del agua residencial, industrial y deportivo o recreativo (piscinas), para obtener energía y operar máquinas y bombas, para generar electricidad y muchas más aplicaciones, incluyendo para el secado de alimentos hasta para la cocción de estos.

Existen tres maneras, ver Figura 1. 2, de implementar la energía solar [9], [12]. La primera; el uso de esta energía pasiva o activa, la cual se ilustra con un ejemplo, supongamos que se diseñan edificios los cuales tienen la tarea de captar la mayor cantidad de luz solar para su iluminación del interior de la edificación, siendo esta la energía pasiva, la que no se convierte en otra forma de energía. Mientras que con la energía solar activa es implementada en diferentes aplicaciones. Entre estas se encuentra (para el uso doméstico); para el calentamiento o cocción de los alimentos,

purificación y desalinización del agua. En la industria se usa para la generación de electricidad, donde se alcanza altos gradientes de temperatura. La característica común de la energía solar directa esta direccionada a la concentración o no de esta. De acá se desprende la energía térmica o fotovoltaica.

El potencial de la energía solar térmica, como su nombre lo indica, es para alcanzar altas temperaturas en un fluido de trabajo, bien sea en sustancias líquidas (en preferencia el agua, sales minerales o aceites térmicos) o gaseosas (aire, Helio, Hidrogeno, entre otros), los cuales son aprovechados por alguna máquina térmica para alcanzar los gradientes de temperatura requeridos y generar trabajo, el cual se puede utilizar directamente o transformarlo en electricidad por medio de otro dispositivo electromecánico. Este tipo de potencial ha tenido bastante auge y desarrollo en las últimas décadas. Por otra parte, la energía solar fotovoltaica se conoce como la transformación directa de la energía solar a electricidad por medio de materiales especiales y diseñados con una estructura molecular especial, que captan la energía fotónica de la luz solar y excitan los electrones del o los materiales, para luego transformarla en energía eléctrica. Este tipo de potencial energético en este campo solar es la más difundida e investigada.

La tercera forma de aprovechamiento de la energía solar es concentrándola o no. La concentración solar usa espejos o lentes para disponer en un foco, eje o plano solar la mayor cantidad posible de radiación solar. A escala industrial representa una metodología alternativa para sus procesos productivos. La concentración solar se puede usar para los sistemas térmico solares o fotovoltaicos alcanzando una mayor eficiencia y/o rendimiento de este componente, la mayoría de estos con el fin de generar electricidad. La no-concentración, como su nombre lo indica, son tecnologías que aprovechan la radiación solar directa sin ningún tipo de modificación.



**Figura 1. 2** Esquema de la implementación de radiación solar

En la Figura 1. 2 se presenta un esquema de los dos métodos para implementar la energía solar. Donde se resalta la línea de interés en esta tesis de maestría, (Energía solar- directa-térmica-concentrada) está la llamaremos en adelante concentración de energía termosolar, la cual se ha implementado desde hace mucho tiempo y será ilustrado en el siguiente sub-capítulo.

## 1.4 Breve Reseña histórica de la energía solar térmica

En las antiguas civilizaciones el sol era considerado como un Dios y era símbolo de adoración y de alabanza. Sin embargo, en la parte práctica se tiene conocimiento que las primeras aplicaciones se relacionaban con; el secado de los alimentos para su conservación, la iluminación interior de las viviendas con la construcción de edificios que aprovechaban la iluminación natural, la desalinización y la potabilización del agua para el consumo humano, entre otros.

Uno de los espectáculos más maravillosos en la historia de la ciencia, se realizó en el "exposition universelle of 1889" miles de expositores de todo el mundo se exhibieron allí, donde el área de extensión fue de 250.000 metros cuadrados en París que se destinaron para mostrar los inventos tecnológicos del momento. Se realizó la primera demostración de la bombilla de Tomas Edison. Fue en dicha feria que un profesor de matemática llamado Augustin Mouchot deslumbró con su concentrador solar tipo disco y se dirigió a ellos con el siguiente discurso..."El sol nos pertenece a todos, aunque está a 150 millones de kilómetros de nosotros, sientan su asombroso poder. Mi invento concentra la energía gratuita del Sol y la convierte en movimiento mecánico. Puede impulsar cualquier tipo de máquina, puede producir electricidad o mover una prensa de impresión o hacer

hielo en un día caluroso...Verán, amigos míos, las maravillas que podemos crear si dominamos la generosa energía del sol, al mundo algún día se le acabará el carbón pero el magnífico Sol siempre estará ahí para nosotros" [15].

En esa época, el precio del carbono se desplomó y se hizo más barato la comercialización y el uso de esta fuente de energía que la solar, la cual fue relegada a un lado hasta que en un nuevo intento de incursionar en esta, 35 años después, a principios del siglo XX se abre otra puerta, esta vez fue en Egipto a orillas del Rio Nilo. En el año de 1913, Frank Shuman un civil apasionado por la Energía solar, desarrolló un arreglo de concentradores solares tipo parabólicos, que podía impulsar un motor de vapor, él tenía una idea muy ambiciosa y quería hacer una irrigación en el desierto y volverlo verde. La planta de Shuman fue inaugurada ese año. Él había inventado una forma práctica de aprovechar la energía del sol para generar un campo de irrigación. Sin embargo sucedieron dos eventos que acabaron con el sueño de Shuman. El primero; fue la acelerada explotación del petróleo, utilizado para el transporte marítimo, uso en camiones y automóviles, se utilizó para la calefacción de hogares y de la industria, inclusive este era más económico que el carbón y era más fácil de extraer. Segundo, un año después de su gran logro, estalló la primera guerra mundial, en el cual su invento no fue ajeno y utilizaron sus colectores para reciclarlos y fabricar armas [15].

## 1.5 Sistemas termosolares tipo Disco-Stirling

Los sistemas termosolares; son dispositivos tecnológicos que utilizan la energía solar (radiación solar) para transformarla en energía térmica (calor), la cual se puede aprovechar para el calentamiento de algún fluido de trabajo (siendo los más comunes, el aire, el agua y algunos aceites), a veces se utilizan para el tratamiento de ciertos fluidos (potabilización y desalinización del agua) o para el calentamiento del agua de piscina. En otros casos aprovechan ese gradiente de temperatura en el fluido y la transforman en energía mecánica (trabajo) por medio de alguna máquina térmica.

En la tercera forma de aprovechamiento (concentración y no concentración), los no concentradores implementan la misma área de incidencia de la radiación para transformarla en energía térmica, siendo dispositivos con bajas eficiencias y de precios elevados debido a que requieren de extensas zonas y por ende bastante material. Caso contrario sucede con los concentradores solares, ya que aprovecha de una manera más eficiente el área de la incidencia de la radiación, implementando superficies cóncavas que ayudan a concentrar los rayos solares en un eje o punto focal incrementando considerablemente la temperatura del dispositivo. De esta manera se incrementa el diferencial térmico y se produce una transferencia de calor hacia el fluido de trabajo.

La intermitencia es un factor importante a la hora de implementar este tipo de tecnología, de tal manera que se han desarrollado prototipos que aumentan la relación de concentración de manera considerable, [12]. La Tabla 2. 1, hace un breve resumen del tipo de seguimiento, del colector, la relación de concentración y el rango de temperatura

del equipo. En esta tabla se considera que la relación de concentración es el área de apertura dividido el área concentrada.

Tabla 2. 1 Concentración de rayos directos y/o por reflexión [12]

Tipo de seguimiento	Tipo de colector	Convergencia	Relación de concentración	Rango de temperatura (°C)
Estacionario	Colector liso plano	Planar	1	30-80
	Colector de tubos de vacío	Planar-tubular	1	50-200
	Colector compuesto parabólico	tubular	1_5	60-240
5_15			60-300	
Seguimiento con un solo eje	Reflector Lineal Fresnel	Tubular	10_40	60-250
	Colector cilíndrico-pequeña superficie	tubular	15-50	60-300
	Colector cilindro parabólico	tubular	10_85	60-400
	Seguimiento con dos ejes	Reflector Disco Parabólico	Puntual	600_2000
Campo de heliostatos		Puntual	300_1500	150-2000

Los concentradores fijos y cilindros parabólicos, están enfocados principalmente para modificar las condiciones físico-químicas del fluido de trabajo, por ejemplo el agua, esta se puede calentar, desalinizar, potabilizar entre otras y muy pocas para la generación de energía eléctrica; los concentradores tipo disco y las torres de concentración, son las tecnologías más convenientes para la generación, concentran (como su nombre lo indica) grandes cantidades de energía en terrenos relativamente pequeños, las torres de potencia son tecnologías que requieren de un mayor número de componentes cada uno de ellos con un sistema automático de control para poder operar adecuadamente el sistema tecnológico y no llevarlo a una sobrecarga energética. Lo que indica una mayor inversión inicial para su estudio.

Los concentradores solares tipo disco en conjunto con los motores Stirling se vienen investigando desde los años treinta 30 (1930's) en los Laboratorios de Investigación Phillips (Phillips Research Laboratory) en Eindhoven-Holanda [9], pese a esto es en la actualidad, en pleno siglo XXI, donde estas tecnologías han tomado mayor interés y han desarrollado mejores técnicas de construcción, debido principalmente al excesivo costo de los combustibles de origen fósil, al cambio climático y a la demanda energética.

## 1.6 Concentradores solares

El propósito general de los concentradores solares es el de obtener la mayor cantidad de energía disponible en una área menor de recepción, teniendo en cuenta las limitaciones físicas, geométricas y ópticas, permitiendo que se cumplan las leyes físicas en estos sistemas. Los concentradores parabólicos compuestos (CPC) son los prototipos “Ideales” de concentración de luz sin imágenes, inventado en 1974 por Roland Winston[1][16].

La relación de concentración geométrica entre el concentrador solar y el colector está definida por  $C_{geom} = \frac{A_1}{A_2}$ , donde  $A_1$  es el área del concentrador y  $A_2$  es el área del receptor.

Pese a esta relación existen dos parámetros que limita la concentración solar. Primer parámetro, son argumentos basados en principios termodinámicos y muestra que si la relación  $C_{geom}$  puede incrementar en valor y hacerse cada vez más grande, indica que puede tomar dos caminos. El primer camino; es que el área del concentrador puede ser cada vez más grande; pero con esta condición no cumpliría con uno de los propósitos fundamentales que es la de disminuir el área para la concentración, y el segundo camino; es que el área del colector sea cada vez más pequeña, y por ende el factor de concentración tienda a valores muy elevados, inclusive matemáticamente la temperatura podría llegar a estar por encima de la temperatura de la fuente, lo cual entraría en contradicción con la segunda ley de la termodinámica. Otra ventaja adicional de estos prototipos, es que tienen la capacidad de concentrar una fracción sustancial de radiación difusa, la cual muchos de los sistemas solares no concentradores son considerados como pérdidas.

Segundo parámetro; está relacionado con propiedades ópticas de los materiales, siendo la reflexión y la transmitancia los más relevantes. Pese a esta limitación el avance que ha existido en la fabricación de materiales ha sido notable, alcanzando índices de reflexión por el orden de 0.94 (Tabla 3.1 de O’Gallagher [1]). Las razones más relevantes por las cuales se incentiva el implementar los concentradores solares son:

- **Aumentar el rendimiento del sistema.** Para el caso de la energía solar térmica, este tipo de tecnologías tiene una mayor aceptación e implementación, ya que el desarrollo tecnológico y el mejoramiento de las propiedades ópticas de los materiales han permitido desarrollos con un mayor grado de eficiencia en los sistemas y de confiabilidad, lo cual permite alcanzar altos gradientes de temperatura y con la menor pérdida de calor posible.
- **Reducción de costos permitiendo de esta manera mejorar la economía de los sistemas.** En la parte económica, el interés que ha despertado esta tecnología ha sido significativa y muy prometedora, ya que las limitaciones tecnológicas que tenían han ido superándose progresivamente, además el estudio de estos dispositivos ha tenido una mayor participación y comprensión en la comunidad académica y científica, los cuales aportan sus conocimientos y dan

las pautas para la construcción de un dispositivo con mejor desempeño. Otro factor relevante es la reducción de costos por la adquisición de terreno, ya que el terreno necesario para utilizar este sistema se reduce proporcionalmente al factor de concentración del dispositivo y por ende también la disminución de los materiales para la construcción del sistema. Es necesario aclarar que al reducir material no implica el disminuir la calidad de estos, por el contrario, se debe procurar conservar la misma calidad o mejorarlas.

En la parte de los sistemas termosolares y en sus aplicaciones; los concentradores han cobrado mayor importancia y relevancia, debido a los motivos expuestos anteriormente, sin embargo la de mayor importancia dentro de estas dos es la del aumento de eficiencia, con ella se puede aumentar las altas temperaturas y reducir las pérdidas de calor. Las cuales en cualquier sistema de colección solar térmico, son directamente proporcionales con el área caliente del absorbedor.

Sin embargo, la reducción de las pérdidas térmicas están en función de la temperatura, la cual depende aproximadamente del inverso del factor geométrico  $1/C_{geom}$ . Existe una gran variedad de concentradores que pueden alcanzar las temperaturas necesarias que requieren las máquinas térmicas (Turbina de vapor, motor Stirling, entre otros) para que funcionen adecuadamente. Entre estos concentradores se encuentran; el reflector lineal Fresnel, el Concentrador Cilindro Parabólico, Disco Parabólico y el campo de Heliostatos. Sin embargo el concentrador Disco Parabólico, es el que mejor se acopla al motor Stirling, con el cual han hecho una interacción tecnológica prometedora y con mucho campo de acción, por tanto en el desarrollo de esta tesis se limitara a la documentación y análisis de este tipo de concentrador.

## 1.7 Motor Stirling

En el año de 1816 un escocés clérigo llamado Robert Stirling invento el motor Stirling, esta es una máquina térmica que aprovecha una fuente externa de energía, con la ventaja de que sus componentes internos no se deterioran por la combustión. La fuente de calor en el motor Stirling puede provenir de la energía solar o de cualquier otra fuente que alcance altas temperaturas. Durante el siglo XIX centenares de motores Stirling fueron utilizados en el sector industrial con diferentes propósitos, por ejemplo, para el bombeo de agua, trabajo mecánico con pocas revoluciones y para otras aplicaciones que requieren de menor potencia de consumo, como por ejemplo los ventiladores, pero en configuraciones que requieren grandes potencias no se perfilaba como una gran solución.

Debido a que a mediados del mismo siglo, los motores de combustión interna tuvieron un mayor auge ya que el refinamiento de los derivados del petróleo era cada vez mejor, los motores Stirling pasaron a un segundo plano. Adicionalmente el motor al ser una máquina hermética, que no generaba intercambio de flujo másico con el exterior, generó una cierta incredulidad en aquel entonces. Pese a esto un siglo después, en pleno siglo



XX surge un pequeño interés en los motores Stirling para aplicaciones pequeñas, como para la calefacción, refrigeración y generación de potencia mecánica a baja escala.

Esta máquina térmica genera trabajo aprovechando los gradientes de temperatura, entre una zona caliente, donde se obtiene el calor suficiente para calentar el fluido del trabajo dentro de la cámara de expansión del motor, y una zona fría que sirve como sumidero para entregar la energía remanente. Por su parte el fluido de trabajo al expandirse mueve el pistón de potencia, el cual a su vez desplaza el fluido a través del regenerador hasta llegar a la cámara de enfriamiento. El regenerador cumple la función de intercambiar el calor entre el fluido y el medio ambiente, y tiene el propósito de almacenar el calor absorbido del fluido una vez este pase nuevamente.

Los motores Stirling modernos son más eficientes que sus antecesores y pueden implementar prácticamente cualquier fuente de energía externa. Desde la combustión de cualquier material combustible (biomasa, metano, cascara de arroz, entre otros) hasta la energía solar. En un principio, el motor era una máquina con un diseño simple, de fácil construcción y se operaban con relativa facilidad. Existen varias configuraciones del motor Stirling [17], se documentaran las más relevantes:

- **La configuración tipo alfa (ver Figura 2. 1).** Implementa dos cámaras; la de calentamiento y la de enfriamiento, separadas por un regenerador. Contiguo a cada una de ellas se conecta un cilindro con su respectivo pistón (y nombre). El regenerador se utiliza para el calentamiento y enfriamiento del fluido, el cual almacena la energía (calor) y se la entrega al fluido en el momento que éste lo necesite, el fluido se expande cuando se calienta y genera el movimiento del pistón en el cilindro que lleva su nombre mientras que en la cámara de enfriamiento este se comprime. Para que el motor de esta configuración funcione adecuadamente los pistones deben de tener un desfase de  $90^\circ$ .
- **La configuración Beta (ver Figura 2. 1).** En ésta configuración desaparece los dos cilindros y se configura en un solo cilindro, en el cual habrá un pistón desplazador y otro de potencia, el desplazador mueve al fluido de trabajo a través de la cámara de calentamiento para que posteriormente ingrese al regenerador, en este cede parte de su energía (calor) y continua hacia la cámara de enfriamiento, contigua a dicha cámara se ubica el pistón de trabajo que en este proceso se encuentra en la compresión del gas, teniendo un desfase de  $90^\circ$  con respecto al otro pistón, cuando invierte su movimiento, hace que el fluido retorne por la cámara de enfriamiento hacia la de calentamiento atravesando por el regenerador y retornando a “una posición inicial” del pistón de desplazamiento.
- **La configuración Gamma (ver Figura 2. 1).** Es semejante a la configuración beta, la única gran diferencia es la disposición de los pistones, ya que no están en un solo cilindro, si no que cada uno tiene su propio cilindro, el principio de funcionamiento es el mismo y los pistones tienen el mismo desfase, pese a la

similitud con la configuración beta, la configuración Gamma es la que tiene la mayor eficiencia de las tres configuraciones ya mencionadas [17].

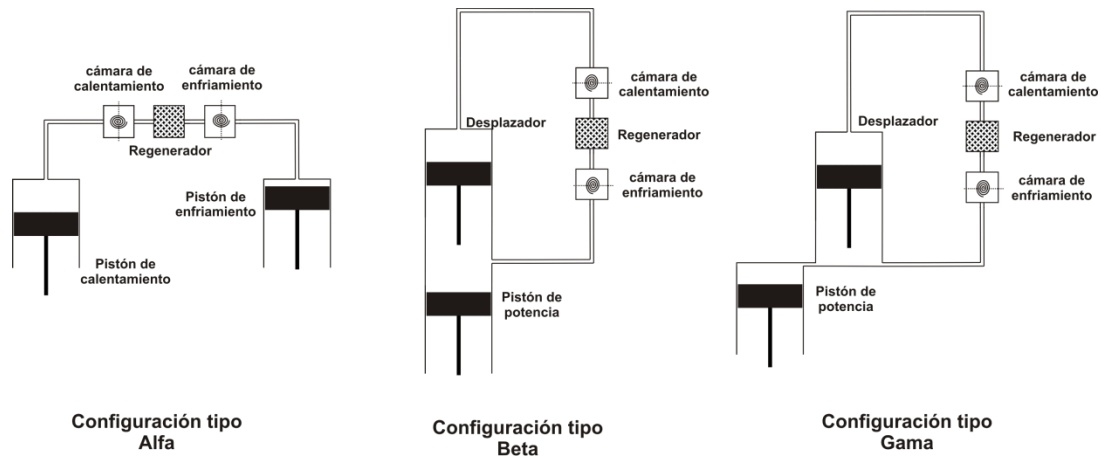


Figura 2. 1 Configuraciones del motor Stirling [17]

Teóricamente las configuraciones de los motores Stirling trabajan bajo el ciclo Stirling, incluso no depende del tipo de fluido de trabajo con el que opere el motor (Hidrogeno, Helio, Nitrógeno, aire, e incluso distintos vapores). Sin embargo, las características de los fluidos influyen en la eficiencia de la máquina y en su diseño. En un principio los diseños eran enormes e ineficientes, debido a las limitaciones técnicas y de materiales para su construcción. Pero esto ha ido mejorando y cada vez los prototipos han alcanzado un mejor rendimiento y a la vez se han ido compactando.

Uno de los diseños más significativos que tuvieron estas máquinas fue la adaptación a dispositivos que concentraban la energía solar para utilizarla como fuente primaria de energía. Los motores Stirling tienen ciertas características, algunas de estas son:

- Puede funcionar con diversos fluidos de trabajo.
- La fuente externa de energía se puede obtener por combustión o por concentración solar.
- Trabaja adecuadamente en sistemas de refrigeración.
- El funcionamiento es silencioso.
- El trabajo lo hace relativamente a baja velocidad, por tanto su longevidad es adecuada y el mantenimiento es mínimo.
- La potencia de salida es constante durante su operación.
- Trabaja bajo largos periodos de calentamiento

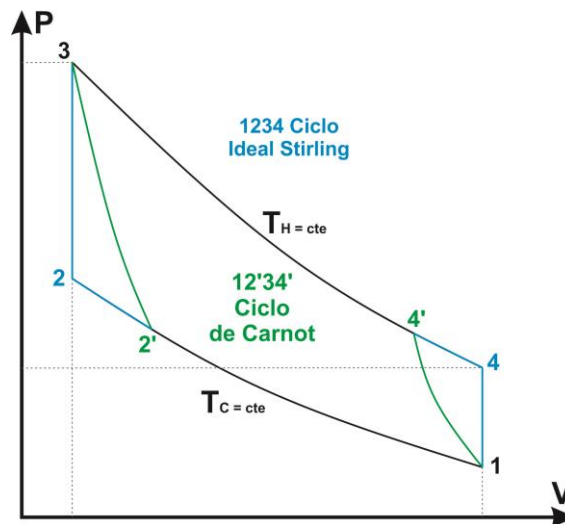
### 1.7.1 Ventajas teóricas de los motores Stirling

El ciclo ideal de los motores Stirling, demuestra teóricamente que tiene dos ventajas relevantes comparadas con otros motores térmicos, estas ventajas han sido consideradas recientemente. La primera; está relacionada con la inercia térmica que obtiene el motor, en un análisis más exhaustivo se considera la energía que le ingresa al

motor estando este en reposo y de la inercia mecánica que debe vencer el fluido de trabajo con su expansión volumétrica. Una vez que la inercia térmica del motor venza la inercia mecánica, se mantendría en un estado estable realizando el ciclo Stirling [18].

La segunda; está relacionada con la eficiencia térmica en un ciclo ideal, esta es igual a su respectiva eficiencia en el ciclo de Carnot, ver Figura 2. 2. En el momento en el que se realiza la transferencia del fluido a través del regenerador, este dispositivo es un típico reservorio de energía temporal, que absorbe rápidamente la energía térmica (calor) proveniente del fluido caliente y del receptor solar y suponiendo que el mecanismo entre los dos tienen un mismo orden de eficiencia y suponiendo que ambos están bajo unas mismas condiciones de trabajo, límites de presión, volumen y temperatura. El trabajo teórico posible obtenido por el ciclo Stirling es mayor que el del ciclo Carnot [19].

Sin embargo, un aspecto importante a tener en cuenta son las limitaciones que estos tendrían, más que todo en los procesos irreversibles que estos presentan (difusión térmica y flujo de un fluido viscoso). Sin embargo los procesos de compresión y expansión isotérmicos, presentan comportamiento similar por tanto en dichas curvas no se evidenciaría físicamente diferencia alguna. Mientras que en los procesos 2-3 y 4-1 para cada uno de los ciclos, existe una diferencia la que genera una leve ventaja sobre los motores Stirling.



**Figura 2. 2** Gráfica comparativa ciclo de Carnot - ciclo Stirling

Para el ciclo de Carnot, en el proceso 2'-3 se da una compresión adiabática, donde el fluido de trabajo no realiza un intercambio de calor con el entorno, donde se mantiene esta relación matemática  $T_3/T_2 = (V_2/V_3)^{\gamma-1}$ , donde el término  $\gamma$  es el índice isoentrópico del fluido, similar sucede para el proceso 4'-1 en el ciclo de Carnot. Mientras que para el ciclo Stirling, los procesos 2-3 y 4-1 se realizan de manera isocórica, donde el fluido presenta un calentamiento o enfriamiento (2-3 y 4-1 respectivamente) a volumen

constante, incrementando teóricamente el área bajo la curva y por ende trabajo disponible, ver Figura 2. 2.

### **1.7.2 Actualidad de los prototipos termosolares-Disco Stirling**

Anteriormente se mencionó que los prototipos fueron nuevamente impulsados al mercado energético, uno de los que logro dicho propósito fue la empresa holandesa Phillips. Siendo este impulso una de las variables incidentes para que en la actualidad se hayan desarrollados plataformas solares que aplican este tipo de tecnología. Hay tres tipos de discos concentradores, pero todos cumplen la misma función de concentrar en un punto focal la radiación reflejada.

El primero, ver Figura 2. 3a; es la agrupación de un conjunto de espejos ligeramente cóncavos con un pequeño espacio entre ellos, la distancia focal es menor comparada con el segundo prototipo, es conocido como prototipo EURO-DISH que consta de 12 segmentos que hacen un disco de 8,5 m de diámetro. El segundo, ver Figura 2. 3b; se diferencia de este por tener unos espejos con una mayor concavidad y una mayor separación entre ellos, la geometría de sus espejos, hace que la distancia focal sea medianamente mayor que le primer prototipo. Tercero, ver Figura 2. 3c; un conjunto de espejos cóncavos ubicados de tal manera que los rayos solares reflejados coincidan en un solo punto focal.

Para estos tipos de concentradores de energía en un punto focal, la mejor alternativa tecnológica que existe para su aprovechamiento, son los motores Stirling. Algunas modificaciones y cambios se han generado en torno a esta máquina térmica, para poder aumentar en rendimiento y en conversión de energía térmica a energía eléctrica. Pese a esto, aún no es una tecnología muy madura, similar situación pasan las microturbinas que han tenido un progreso notable en los últimos años.

Al principio de la década de los años 80 fue una época promisoría para el desarrollo de las plataformas solares Disco-Stirling como centrales de generación de energía. La más grande plataforma instalada para ese entonces fue la de california que contó con 700 discos concentradores y una generación de planta de 5 MW aproximadamente [20][21].



a. Conjunto de espejos ligeramente cóncavos



b. Arreglo de espejos con mayor concavidad



c. Conjuntos de espejos cóncavos

Figura 2. 3 Tipos de discos concentradores solares. Fuente [22]

Los sistemas discos solares tienen un futuro interesante ya que tecnológicamente es posible adaptar o acoplar un sistema que simultáneamente refrigere el cilindro de compresión y almacene calor por medio del regenerador y que directamente este generando para ser implementada directamente o para ser inyectada a la red eléctrica del sistema al que pertenece. Un prototipo de 10,7 m de diámetro, con un área de superficie de 86,7 m<sup>2</sup> reflejaba los rayos y los concentraba en un prototipo de motor Stirling de 4 cilindros, alcanzando a generar una potencia de 25kW. La distribución de estos fue en paralelo y alcanzo una temperatura media de 720 °C. La presión máxima que alcanzo el fluido de trabajo fue de 20 MPa. Para el año 2004 se reportó que los

sistemas Disco-Stirling acumularon 100.000 horas de operación [5], lo que indicaba que el sistema, pese a su intermitencia, funciona y correctamente.

Un prototipo diseñado por la compañía alemana Schlich, Bergemann und partner (SBP) con 50.000 horas de uso acumulado en seis prototipos, fueron puestos a prueba en la Plataforma Solar de la Almería (PSA) en España, sitio que alberga el mayor parque solar de España, y uno de los más influyentes por sus desarrollos tecnológicos y científicos en el campo de la energía solar en Europa y en el mundo. Otro prototipo instalado en la PSA, perteneciente a los prototipos EURODISH es el SOLO Kleinmotoren 161, este alcanza a generar por el orden de 10kW. Este prototipo consta de 12 segmentos sencillos de resina de fibra de vidrio, al ensamblarse hacen un diámetro de disco de 8,5 m. y un espesor de 0,8 mm [5].

## 2. Estado del arte de los modelos termodinámicos del sistema termosolar

Los modelos planteados son los determinados para varios diseños de configuración de concentradores solares, con los cuales se evalúa, explícitamente, las ventajas que tienen estos tipos de concentradores. Los modelos de optimización para los concentradores de seguimiento simple o combinado son función de: error óptico de la superficie del espejo, relación primaria focal, diseño del receptor en su temperatura de operación y el error por el seguimiento de la posición solar.

Los métodos realizan comparaciones con metodologías o patentes introducidas por Jaffe 1982 [1], el cual aborda dos metodologías importantes. La primera; con el método de Montecarlo, que calcula la trayectoria de la luz solar y determina el plano de distribución. Jaffe realizó una aproximación de dicha distribución utilizando una simple distribución Normal Gaussiana. Esta distribución evalúa la energía compensada para diferentes tamaños del concentrador (relacionado con la relación de concentración geométrica) y las pérdidas de calor.

La segunda metodología, es el modelo de eficiencia óptica en función de la fracción de energía interceptada. Jaffe asume simplemente el valor de una constante, típicamente evaluada entre (0,9 – 0,95) independiente del tamaño relativo en comparación con la distribución focal. Esta es una representación artificial, en particular de la distribución Gaussiana, la cual tuvo en cuenta las pérdidas para los sistemas de seguimiento de dos etapas (dos ejes).

En el artículo de Scollo y Valdez [23], se realiza una descripción del término “ semejanza energética” y se basan en ésta para hacer comparaciones entre motores ampliamente analizados y estudiados y los motores Stirling. Las semejanzas se dan entre el comportamiento del fluido de trabajo, la variación de rotación, presión del fluido de trabajo y suponiendo que este se desplaza unidimensionalmente, adicionalmente es considerando su inestabilidad y su compresibilidad. Este tipo de comparaciones se puede realizar, ya que la semejanza de la eficiencia termodinámica entre dos motores depende de que el fluido de trabajo sea sometido a condiciones de trabajo similares en cada proceso del ciclo, de lo contrario no se podría hacer. Sin embargo el modelo carece de un análisis detallado de la interacción de los tres componentes del sistema, se limita solo al análisis del motor.

Basado en éste concepto Scollo y Valdez obtuvieron unos parámetros termodinámicos de comportamiento del fluido que fueron obtenidos de ecuaciones como la conservación de masa, momento y energía, ecuación (3) del artículo. Sin embargo las condiciones que se requieren para cada uno de estos parámetros no están bien definidas, por ejemplo, para el parámetro de la relación de temperatura entre la zona fría y la caliente, parten de que ésta se mantendrá constante durante todo el ciclo de operación, lo cual no es posible

debido a la configuración del sistema, primero porque el motor requiere de un tiempo finito para alcanzar su equilibrio térmico y éste, además, se presenta pérdidas de calor por no ser un sistema completamente adiabático; el otro de los parámetros que se debe reconsiderar en su modelo son las condiciones de equilibrio durante todo el ciclo del calor específico del fluido, ya que este depende directamente de la temperatura del fluido y del estado del fluido analizado.

Por su parte Kawajari, Fujiwara y Suganami [24] plantearon ecuaciones que se obtuvieron a partir de modelos termodinámicos como el de balance de energía y balance de masas, ellos se centraron en analizar los dos cilindros (expansión y compresión) y el regenerador y para cada uno de estas obtuvieron una aproximación de modelo termodinámico con los cuales podrían realizar simulaciones de comportamiento, ecuaciones (1,3,8 y 15) del artículo, los modelos dependen de condiciones de trabajo como la temperatura, el flujo másico entre los componentes del sistema, el coeficiente de fricción del fluido y la presión. Pero difieren del artículo de Scollo ya que estos no lograron obtener un esquema del modelo termodinámico para el conjunto general del motor. Ellos parten de unos principios teóricos fundamentados, sin embargo asumieron que el comportamiento de la temperatura del fluido dentro del regenerador es lineal y no tuvieron en cuenta la Ley de Darcy a través de medios porosos en el regenerador para determinar su comportamiento.

Ninguno de los anteriores artículos consideró enunciar dentro de sus esquemas, las irreversibilidades presentes en este tipo de máquinas térmicas, Costea, Petrescu y Harman [25] incluyen dentro de su estudio, las irreversibilidades relacionadas con; las pérdidas de presión ocasionadas por la fricción del fluido dentro del regenerador, el proceso incompleto de transferencia de calor al fluido en la cámara de calentamiento y la pérdida de calor en el motor. Para poder simular el modelo termodinámico (ecuación (19) del artículo) bajo el método de Lagrangiano estimaron que la temperatura de trabajo era de 1000K ("óptima"). Realizaron esta suposición sin tener en cuenta las irreversibilidades mencionadas por ellos mismos, primero se debe estimar la máxima temperatura que se puede alcanzar con los concentradores solares, estaría por el orden de 960 K, pero como la transferencia de calor al fluido no es completa, éste no alcanzara a calentarse a la temperatura que supusieron óptima y entraría en contradicción con lo planteado en el modelo. Resulta importante estimar valores de trabajo que no entren en contradicción con lo planteado inicialmente. Además los resultados obtenidos no respaldan la optimización de la temperatura ya que la eficiencia experimental es menor que la eficiencia real del motor. Por tanto se debe replantear la suposición de la temperatura o revisar el modelo térmico adicionalmente se debe mencionar que el análisis solo lo realizaron para el motor y no para el conjunto entre concentrador, receptor y motor.

Cuando se habla de máquina térmica de combustión externa se debe tener en cuenta el fenómeno de transporte o de transferencia de calor en los modelos termodinámicos. Titli y Formosa [26] [27]-respectivamente, consideraron dentro de sus modelos estos



principios térmicos, los cuales se pueden apreciar en las ecuaciones (42) y (18) respectivamente en los artículos; sin embargo, ellos determinan que éste principio era solamente convectivo. Sin considerar que la forma de transferencia de calor de la fuente solar es significativamente radiactivo y que depende de la emisividad, la radiación solar, el área de transferencia y la diferencia de temperaturas. Por tanto estos modelos, pese a ser los más aproximados al modelo termodinámico de los motores Stirling, hizo falta considerar y analizarlo teniendo en cuenta éste fenómeno. De esta manera los valores obtenidos en esta simulación, carecen de éste factor que influye sustancialmente en el modelo y en las variables para el diseño del motor.

Se aprecia claramente que los modelos planteados por los autores, van reforzándose progresivamente y con el transcurso del tiempo se adquiere un mayor conocimiento de estos modelos, se hacen consideraciones que anteriormente no se tenían en cuenta y por tanto se va obteniendo una mejor aproximación. El regenerador es el corazón del motor, este acumulador de energía la libera en forma de calor y la intercambia con el fluido de trabajo una vez este pase a través de este. Lo cual sucede dos veces en el ciclo Stirling. Este componente no ha sido analizado como un medio poroso ni modelado matemáticamente bajo este concepto. En el desarrollo de esta tesis de maestría se planteó analizar el regenerador como medio poroso involucrando la ecuación de Darcy, incluyendo en esta el coeficiente de permeabilidad (El esquema o prototipo analizado en esta tesis es el que se aprecia en la Figura 3. 1)

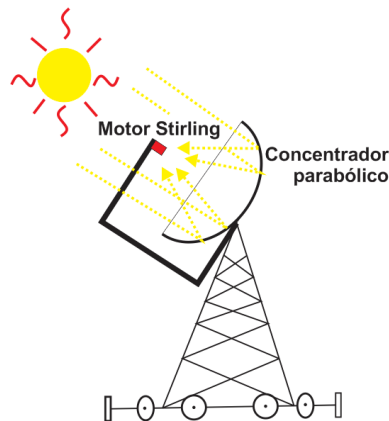


Figura 3. 1 Prototipo del Disco-Stirling

Se puede hacer un consolidado de los parámetros térmicos y de las consideraciones establecidas en cada referencia, para proponer un modelo termodinámico de motor Stirling de fuente solar con buena aproximación a las condiciones reales de operación.

### 3. Balance termodinámico del sistema termosolar

#### 3.1 Análisis del Disco Concentrador

Los concentradores solares tipo Disco Parabólico teóricamente concentran la radiación incidente en la dirección normal de la superficie del disco a un punto focal a una distancia  $f$  del concentrador. Suponiendo que los rayos provenientes del sol llegan linealmente a la superficie de la tierra y que estos apuntan directamente a la dirección normal de la superficie terrestre, sin embargo se maneja un margen de tolerancia de  $\pm \theta$  del concentrador. Siendo  $\theta$  el ángulo comprendido entre el borde del disco y el punto focal, ver Figura 3. 2.

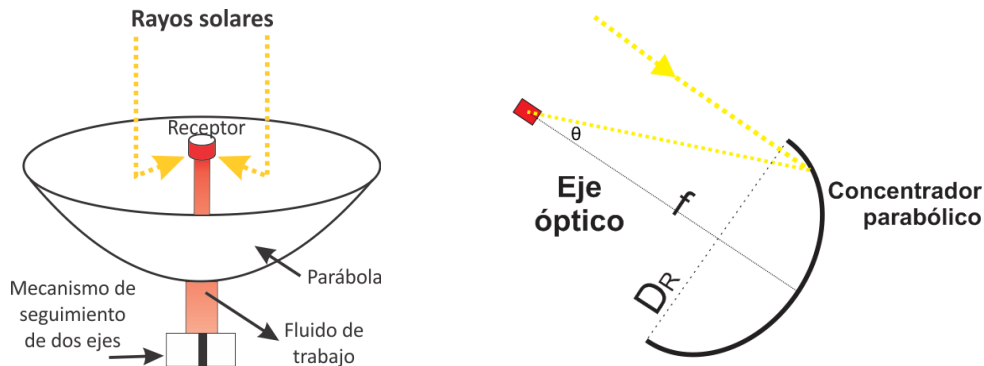


Figura 3. 2 Descripción del Disco concentrador

La eficiencia óptica de los concentradores parabólicos compuestos representan la fracción de la radiación solar incidente por la apertura comparada con la radiación reflejada por el concentrador al punto focal, luego dicha fracción es comparada con la energía útil entregado al intercambiador de calor y transmitido al fluido de trabajo después de considerar las pérdidas térmicas del sistema para obtener la eficiencia del receptor. Sin embargo, estos parámetros son muy difíciles de caracterizar y de obtener en la práctica, debido a que es muy complejo y complicado seguir el ángulo de incidencia de los rayos (en particular de la radiación difusa), por lo general este parámetro es estimado con las propiedades de los materiales del concentrador y del receptor.

Los modelos termodinámicos planteados para los diferentes diseños y configuraciones de concentradores solares tipo disco, con los cuales se evalúa explícitamente las ventajas de estos tipos de concentradores. Algunos se basan en modelos de optimización de seguimiento sencillo o combinado los cuales son funciones que depende de: error óptico de la superficie del espejo, relación primaria focal, diseño del receptor y el error del seguimiento de la posición solar.

Estos modelos realizaron comparaciones con metodologías o patentes introducidas por Jaffe en el año de 1982 [1] en la cual se hacen mención de dos metodologías relevantes; la primera: es un método que utiliza la distribución de Monte Carlo, la cual calcula la

trayectoria de la luz solar y determina el plano de distribución. Jaffe realizó una aproximación de dicha metodología utilizando la distribución normal Gaussiana. La escala, en mencionado caso, es la distribución en el plano focal, caracterizado por tener una combinación entre el error de la distribución óptica y el error del seguimiento de la posición solar. Esta distribución se utiliza para evaluar en estado estacionario la energía interceptada en la apertura, teniendo la posibilidad de variar las relaciones de tamaño (entre el concentrador y el receptor) y las pérdidas del receptor. Sin embargo, pese a su robustez matemática y a su versatilidad en el uso de este, presenta un inconveniente ya que la mayoría de datos que se ingresan deben ser obtenidos experimentalmente y medidos con equipos de alta precisión, lo cual era un limitante para esta tesis ya que no se contaba ni con el prototipo del disco solar parabólico ni con los equipos de medición.

La segunda metodología, es un modelo de la eficiencia óptica en función de la fracción de energía interceptada. Jaffe asume el valor de una constante típicamente evaluada entre (0,90 – 0,95), la cual es independiente del tamaño. Esta es una representación artificial, en particular de la distribución Gaussiana, teniendo en cuenta las pérdidas ópticas de los sistemas de dos etapas (o de seguimiento en dos ejes). Siendo esta una metodología adecuada para el modelo planteado en esta tesis, ya que los datos son obtenidos teóricamente y de buen comportamiento en la caracterizaciones matemáticas planteados para estos.

Las características particulares de los concentradores solares, es la de reflejar la radiación solar que se propaga a través del vacío, lo que reduce prácticamente las pérdidas por convección y conducción, esto ocasiona que en la teoría solo se asuman pérdidas por radiación. Anteriormente las propiedades mecánicas de los materiales, en especial las propiedades ópticas incidían significativamente en la eficiencia de estos prototipos, sin embargo con el desarrollo y evolución de los materiales se diseñaron recubrimientos adecuados con un alto índice de reflectividad permitiendo disminuir las pérdidas por concentración y que el colector alcance las temperaturas de trabajo adecuadas, inclusive para sistemas solares fijas y que no tienen seguimiento. La eficiencia del concentrador solar tipo disco se obtuvo realizando comparaciones con una ecuación de eficiencia planteada a un prototipo cuyas características de operación son básicamente las mismas, la diferencia radica solamente en la disposición geométrica de los componentes, ver Figura 3. 3.

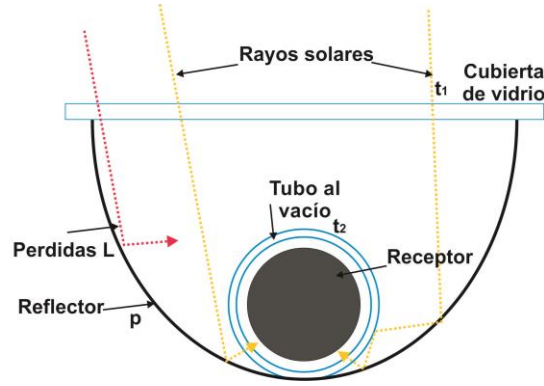


Figura 3. 3 Concentrador solar parabólico

La eficiencia del concentrador solar cilindro-parabólico ( $\eta_p$ ) depende directamente de: las dos transmitancias de los vidrios ( $\tau_1$  y  $\tau_2$ ) respectivamente, del coeficiente de reflectividad ( $\rho$ ), del numero promedio de reflexión de rayos solares al interior del concentrador ( $n$ ), perdidas asumidas ( $L$ ) y la corrección de pérdidas por difusión ( $\Gamma$ ). La eficiencia del concentrador solar parabólico está dada por la ecuación (3.1) [1].

$$\eta_p = \tau_1 \tau_2 \rho^{(n)} (1 - L) \Gamma \quad (3.1)$$

Partiendo de la similitud planteada anteriormente, se puede obtener una eficiencia del concentrador solar tipo disco parabólico ( $\eta_{opt}$ ), lo único que varía significativamente son los términos de transmitancia, los cuales el concentrador tipo disco no son tenidos en cuenta ya que no cuenta con vidrios en la cubierta. Por tanto la ecuación es planteada de acuerdo a la ecuación.

$$\eta_{opt} = \rho^{(n)} (1 - L_{con}) \Gamma_{con} \quad (3.2)$$

$$\Gamma_{con} = 1 - e^{\left[-\left(\frac{R^2}{2r_o^2}\right)\right]} \quad (3.3)$$

Donde  $\rho$  y  $n$  siguen siendo el coeficiente de reflectividad y el promedio de las reflexiones del rayo en el concentrador respectivamente. Teniendo un valor promedio de uno (1) para el caso del concentrador tipo disco. Los valores obtenidos para el cálculo fueron obtenidos de la literatura, en especial de libro de O' Gallagher (Nonimaging Optics in Solar Energy) [1]  $R$  y  $r_o$  son respectivamente el radio del disco concentrador y el radio de la apertura del receptor, ambas dadas en metros. De esta manera se puede calcular la eficiencia óptica la cual está por el orden del 87,4%. Con un Radio del receptor de 7,00 metros, de la apertura de la cavidad 0,19 metros y de las perdidas asumidas en el concentrador  $L_{con} = 0,05$ , este último obtenido en la tabla 3.1 de [1].

$$\eta_o = \frac{Q_{Rad}}{I_{(t)} A_{con}} \quad (3.4)$$

$$Q_{Rad} = \eta_o I_{(t)} A_{con} \quad (3.5)$$

La eficiencia del concentrador ( $\eta_o$ ) es directamente proporcional a la Radiación ( $Q_{Rad}$ ) [kW] (ver ecuación (3.4)) concentrada e inversamente proporcional al área del concentrador [ $m^2$ ] y a la radiación solar en una superficie horizontal ( $I_{(t)}$ ) [kW/  $m^2$ ]. Siendo la radiación concentrada la variable a calcular (ver ecuación (3.5)) Inicialmente se estimó que la radiación solar en una superficie horizontal es constante y estimada en 800 [W/  $m^2$ ]. Sin embargo, el modelo puede plantearse con la variación de esta, cambiando en la ecuación  $I_{(t)}$  por la ecuación (3.6) [28].

$$\bar{G} = \bar{E}[a + b(HLS/N)] \quad (3.6)$$

$$\bar{E} = (0.024/\pi)I_{(SC)}[1 + 0.033 \cos(360 * DN/365)] \quad (3.7)$$

$$\times [\cos LAT \cos DEC \sin w_s + (2\pi w_s/360) \sin LAT \sin DEC] \quad (3.8)$$

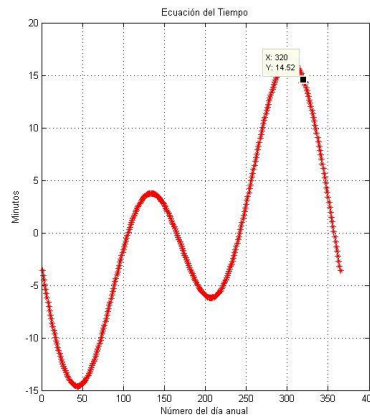
$$w_s = \cos^{-1}(-\tan(LAT) \tan(DEC)) \quad (3.8)$$

$$DEC = \sin^{-1}[0.39795 \cos[0.98563(DN - 173)]] \quad (3.9)$$

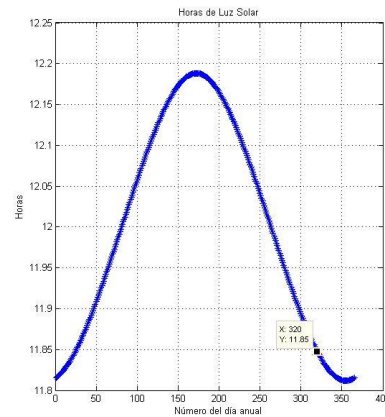
$$HLS = 2/15 \cos^{-1}[-\tan(LAT) \tan(DEC)] \quad (3.10)$$

$$N = (2w_s/15) \quad (3.11)$$

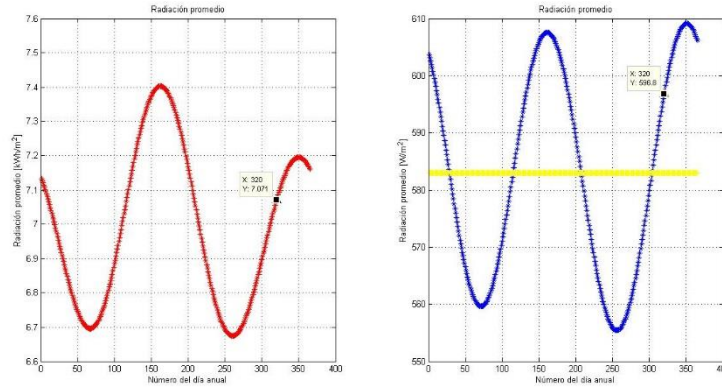
Donde  $\bar{G}$  es la irradiación promedio terrestre diario mensual en una superficie horizontal [kW/  $m^2$ ],  $\bar{E}$  es la irradiación promedio extraterrestre diario mensual en una superficie horizontal también en [kW/  $m^2$ ],  $I_{(SC)}$  radiación solar en [kW/  $m^2$ ],  $DN$  es el día a evaluar y  $N$  es la duración del día en horas. Las constantes  $a$  y  $b$  dependen de la ubicación geográfica del prototipo a analizar.



a. Desfase diaria en minutos



b. Horas diarias de Luz Solar



c. Radiación diaria en una sup. horizontal terrestre [ $\text{kWh/m}^2$ ]

d. Radiación promedio mensual en una sup. horizontal terrestre [ $\text{W/m}^2$ ]

Gráfica 3. 1 Comportamiento solar de la región seleccionada

Por ejemplo, se requiere estimar: el desfase diario en minutos de la duración del día en horas, las horas de Luz solar del calendario, la radiación promedio en kWh promedio mensual-diario en una superficie terrestre de una región en el norte del Huila (Desierto de la Tatacoa) se asignaron los valores correspondientes a cada variable. Los valores tabulados a las constantes a y b, son obtenidos de Tabla 2.1.2 del libro de O' Gallagher [1] de la zona más cercana, una zona tropical. La Gráfica 3. 1 visualiza los datos obtenidos de las ecuaciones (3.6) al realizar una simulación de estas en MATLAB; en la Gráfica 3. 1a muestra el desfase en minutos que tiene un día del calendario, para el día analizado (320) el desfase es de 14,52 minutos de más, es decir, en el día 320 en el Desierto de la Tatacoa el tiempo real es de 24 h 14' 52".

Por su parte las horas de luz solar (Gráfica 3. 1b) visualiza en horas el tiempo de la incidencia de la luz solar en un día sin nubes (11,85 horas). Para las Gráfica 3. 1 c y d, se obtuvieron (para el día analizado) la radiación diaria  $7,071 \text{ kWh/m}^2$  y radiación promedio mensual de  $596 \text{ W/m}^2$  respectivamente. Siendo estos unos datos con los que se puede estimar someramente el potencial energético que tendría la zona al usar este tipo de tecnología cuya fuente energética sea la radiación solar. Es importante anotar que se debe castigar con unos factores incidentes, entre los que están es el índice de nubosidad diario, la eficiencia de la tecnología a implementar y la extensión del terreno a usar.

Supongamos que se pueda utilizar tan solo el 1% del desierto, cuya extensión es de  $330 \text{ km}^2$ , el área potencial sería aproximadamente  $3,3 \text{ km}^2$  ( $3,3 \times 10^6 \text{ m}^2$ ). Adicionalmente tenemos una eficiencia del 20% en la tecnología a implementar y con un índice de nubosidad de 0,5. Al calcular la potencia diaria en kWh obtenemos  $(3,3 \times 10^6 \text{ m}^2 \times 20/100 \times 5/100 \times 7,071 \text{ kWh/m}^2) = 2,3 \times 10^6 \text{ kWh}$  de energía potencial aprovechable.

### 3.2 Balance termodinámico del receptor solar

Dentro del análisis general que se realizó al sistema se contempló realizar el balance de energía del receptor, el cual nos da una visión más general de la energía aprovechada, de las pérdidas y de las irreversibilidades del sistema. El eje de la cavidad del receptor coincide con el eje del disco concentrador y se encuentra ubicada exactamente en el punto focal del concentrador. El recubrimiento interno de la pared del receptor es en cerámica, mientras que el material del regenerador está hecho de Inconel (aleación de Níquel-Cromo que soporta altas temperaturas), por lo tanto, las propiedades de emisividad  $\varepsilon$  y de reflectividad  $\rho$  varían entre las dos partes significativamente. Inicialmente se estableció un volumen de control para determinar la cantidad de calor útil disponible en la cavidad del receptor (ver Figura 3. 4) y posteriormente se analizó el interior del receptor, las paredes, el exterior y la parte externa del regenerador.

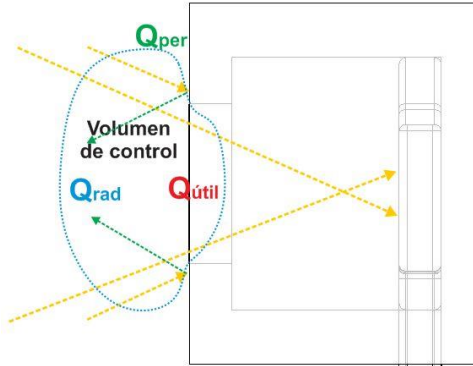


Figura 3. 4 Volumen de control en la cavidad del receptor

Las consideraciones del volumen de control se resumen en:

- No hay flujo másico.
- Sistema estático.
- No hay trabajo en la frontera.
- Se asume que la radiación es concentrada en el plano focal y que las pérdidas en la cavidad son estimadas.
- Se asume que la eficiencia del sistema es constante en cualquier instante del tiempo. (reflectividad  $\rho$  del espejo constante no varía con el tiempo).
- Sistema de seguimiento solar.
- Se asume que la radiación solar es constante y no varía con el tiempo

El balance de energía del volumen de control se establece con base a las siguientes ecuaciones:

$$Q_{Util} = Q_{Rad} - Q_{Per} \quad (3.12)$$

$$Q_{Rad} = I_{(t)} A_{con} \eta_{opt} \quad (3.13)$$

$$Q_{Per} = Q_{Rad} \cdot L_{cav} \quad (3.14)$$

$$Q_{Util} = I_{(t)} A_C \eta_o (1 - L_{cav}) \quad (3.15)$$

Donde  $L_{cav}$  son las pérdidas en la cavidad, obtenidas de la literatura y del libro de O’Gallagher [1]. El calor útil se utiliza para el calentamiento del interior de la cavidad y genera el diferencial térmico para transmitirle el calor suficiente al fluido de trabajo para que este se expanda y provoque el movimiento del pistón. En la configuración de la cámara recolectora (receptor) de la radiación solar concentrada, tiene la característica de intercambiar la radiación entre dos superficies inmersos en medio de no absorción. Los aspectos a tener en cuenta en el intercambio de energía es el gradiente de temperaturas entre las dos superficies.

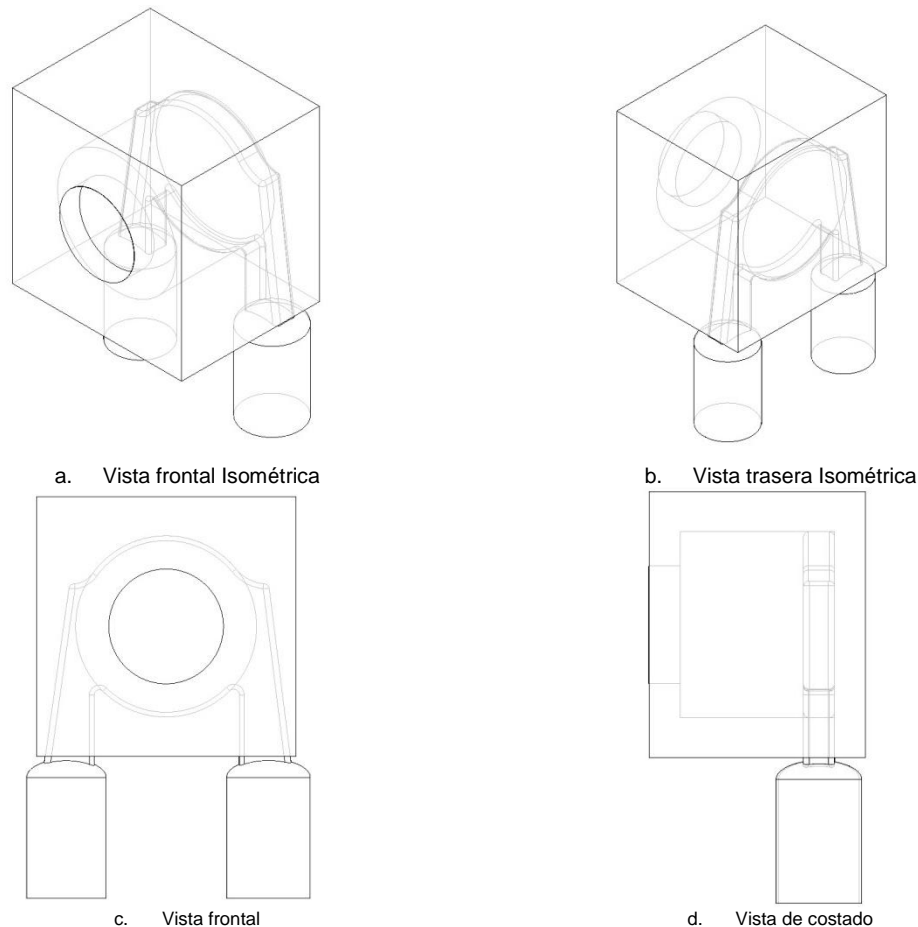


Figura 3. 5 Esquema de la recámara y del receptor

La geometría del receptor, ver Figura 3. 5, facilita que la energía concentrada o reflejada se propague al interior del receptor. Una vez que los rayos ingresen a través de su cavidad, teóricamente no vuelven a salir a través de este, por tal razón el receptor se puede asumir como un cuerpo negro, suposición que se tiene en cuenta en el planteamiento matemático el cual incluye las resistencias térmicas.

El análisis más en detalle se visualiza en la Figura 3. 6, en la cual esta enumerada desde la cavidad del receptor (1) hasta la parte interna del receptor (7) y la parte externa del sistema (6). Se incluyeron las resistencias térmicas desde el punto principal hasta cada uno de las posibles salidas del calor concentrado. Las consideraciones que se tuvieron en cuenta son:



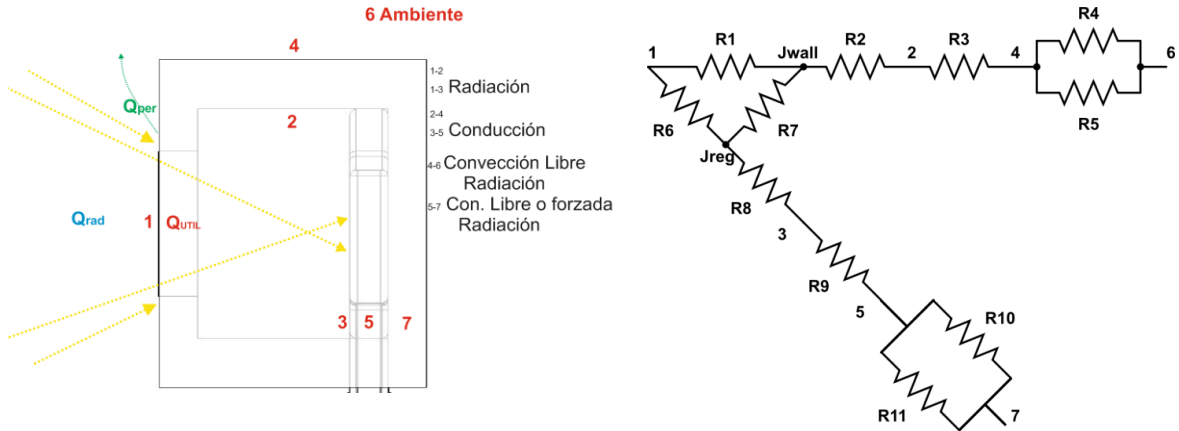


Figura 3. 6 Configuración del Receptor - Resistencia térmica del receptor

Las consideraciones del circuito se resume en:

- En una primera aproximación, se consideran en un estado estable, con el fin de calcular la fracción de calor capaz de entregarle al motor y el área del receptor (cámara de calentamiento) teniendo en cuenta el promedio diario de la radiación solar.
- Se desprecia la resistencia térmica por contacto entre el fluido de trabajo y el regenerador y viceversa. En ese espacio se hace un análisis por separado, implementando Ley de Darcy de un fluido atravesando un medio poroso.
- La emisividad es constante en toda superficie del receptor y este suponemos que es homogéneo en toda la pieza.
- La cámara de calentamiento esta hecho de inconel, mientras que la pared de la cavidad está hecha en cerámica. Tienen propiedades constantes y son independientes del tiempo. Al igual que las propiedades térmicas, como las conductividades térmicas las cuales permanecen constantes.
- En la parte externa del sistema, el aire permanece constante a 20°C. Sus propiedades son constantes y su comportamiento es como el de un Gas Ideal.
- Igualmente en dicha zona, se asume que hay convección libre y el aire es el sumidero del sistema y no tiene frontera.

Basándose en el circuito eléctrico mencionado anteriormente y partiendo de la Ley de Kirchhoff, se hace un balance de energía en cada nodo y se obtienen las siguientes ecuaciones: En las ecuaciones ((3.16) (3.17) y (3.18)) predominan los términos de la radiación. Siendo  $J_{Reg}$  y  $J_{wall}$  los nodos de la radiosidad del regenerador y de la pared respectivamente. Esta propiedad está presente en todos los materiales y relaciona la rapidez con la que sale la radiación del material debido a la emisión y reflexión de la radiación incidente, sus unidades están en  $[W/m^2]$ . Depende también de la geometría (área y factor de forma,  $A_x$  &  $F_{x-y}$  respectivamente) [4] y de las propiedades térmicas de los materiales, en este caso la emisividad  $\varepsilon$ .

$$\text{Nodo 1:} \quad Q_{UTIL} = \frac{[\sigma T_{cav}^4 - J_{Rec}]}{\frac{1}{A_{REC} \cdot F_{C-R}}} + \frac{[\sigma T_{cav}^4 - J_{wall}]}{\frac{1}{A_W \cdot F_{C-W}}} \quad (3.16)$$

$$\text{Nodo Jwall:} \quad \frac{[J_{wall} - \sigma T_{cav}^4]}{\frac{1}{A_W \cdot F_{W-C}}} + \frac{[J_{wall} - J_{Rec}]}{\frac{1}{A_W \cdot F_{W-R}}} + \frac{[J_{wall} - \sigma T_{wall}^4]}{\frac{1-\varepsilon}{A \cdot \varepsilon} |_{wall}} = 0 \quad (3.17)$$

$$\text{Nodo Jrec:} \quad \frac{[J_{Reg} - \sigma T_{cav}^4]}{\frac{1}{A_{rec} \cdot F_{R-C}}} - \frac{[J_{wall} - J_{Rec}]}{\frac{1}{A_W \cdot F_{W-R}}} + \frac{[J_{Rec} - \sigma T_{Rec}^4]}{\frac{1-\varepsilon}{A \cdot \varepsilon} |_{rec}} = 0 \quad (3.18)$$

En los nodos 2-4 y 3-5, se caracteriza por que predomina la conducción de calor, incluyendo los términos de conductividad térmica de la pared y del regenerador en [W/m.K] ( $k_{wall}$  y  $k_{reg}$ ) respectivamente, y el factor de forma bidimensional S, el cual depende de la longitud de la cavidad  $L_{wall}$ , el ancho de la pared exterior (H) y el diámetro del Receptor (D), todas las unidades se ingresan en la misma escala [m].

$$\text{Nodo 2:} \quad \frac{[J_{wall} - \sigma T_{wall}^4]}{\frac{1-\varepsilon}{A \cdot \varepsilon} |_{wall}} + \frac{[T_{wall-ext} - T_{wall}]}{\frac{1}{S k_{wall}}} = 0 \quad (3.19)$$

$$S = \frac{2\pi \cdot L_{wall}}{\ln(1.08 H/D)}$$

$$\text{Nodo 3:} \quad \frac{[J_{rec} - \sigma T_{rec}^4]}{\frac{1-\varepsilon}{A \cdot \varepsilon} |_{rec}} + \frac{[T_{rec-in} - T_{rec}]}{\frac{4 \cdot L_{esp}}{k_{rec} \pi D_{rec}^2}} = 0 \quad (3.20)$$

En el nodo 4-6 se presentan términos de radiación y de convección libre, en este se debe encontrar la resistencia equivalente, con los términos de coeficiente de transferencia de calor por radiación y por convección libre en un placa horizontal ( $h_r$  y  $\bar{h}_c$ ) respectivamente. En esta resistencia aparecen números adimensionales que ayudan a visualizar la dinámica de la transferencia o de perdida de calor del sistema con el entorno. Suponemos que la pared en la parte exterior se mantendrá en posición vertical durante su operación debido al seguimiento del disco-Stirling de la “trayectoria del sol”.

$$\text{Nodo 4:} \quad \frac{[T_{wall} - T_{wall-ext}]}{\frac{1}{S k}} + \frac{[T_{amb} - T_{wall-ext}]}{R_{eq \text{ Nodo}_4}} = 0 \quad (3.21)$$

$$R_{eq\ Nodo_4} = \left( \frac{1}{h_r A} + \frac{1}{\bar{h}_c A} \right)^{-1} |_{wall} \quad (3.21\ a)$$

$$h_r = \frac{\sigma (T_{wall-ext} + T_{amb}) (T_{wall-ext}^2 + T_{amb}^2)}{\frac{1-\varepsilon}{A \cdot \varepsilon} |_{wall}} \quad (3.21\ b)$$

$$\bar{h}_c = \frac{\bar{N}_{UD} \cdot k_{wall}}{L_{wall}} \quad (3.21\ c)$$

Número de Nusselt

$$\bar{N}_{UD} = 0.68 + \frac{0.670 \cdot R_a^{1/4}}{\left[ 1 + (0.492/P_r)^{9/16} \right]^{4/9}} \quad (3.21\ d)$$

Número de Rayleigh

$$R_a = G_{RL} \cdot P_r \quad (3.21\ e)$$

Número de Grashof

$$G_{RL} = \frac{g \beta (T_{wall-ext} - T_{amb}) \cdot L_{wall}^3}{\nu^2} \quad (3.21\ f)$$

El coeficiente de transferencia de calor por radiación, depende directamente de; la constante de Stephan Boltzmann ( $5,669 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$ ), la temperatura ambiente, la temperatura en la pared exterior del dispositivo (ambas en Kelvin), de factores geométricos como el área y de las propiedades térmicas del cerámico ( $\varepsilon$  la emisividad).

El número de Prandtl ( $P_r$ ) para el aire a 300K es de 0,707 y se mantiene constante, similar pasa con la viscosidad dinámica del aire ( $(18,48 \times 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s})$ ). El número de Grashof implementado para el cálculo de la transferencia de calor por convección natural, junto con  $\beta$  coeficiente de dilatación térmica, la aceleración de la gravedad ( $g \text{ [m/s}^2\text{]}$ ) y la longitud característica del receptor ( $L_{wall} \text{ [m]}$ ) en la parte externa permanecen constantes. Una de las variables a calcular es la temperatura del receptor en el exterior del sistema. La resistencia equivalente es la sumatoria de las resistencias por radiación y por convección natural, cuya configuración es en serie.

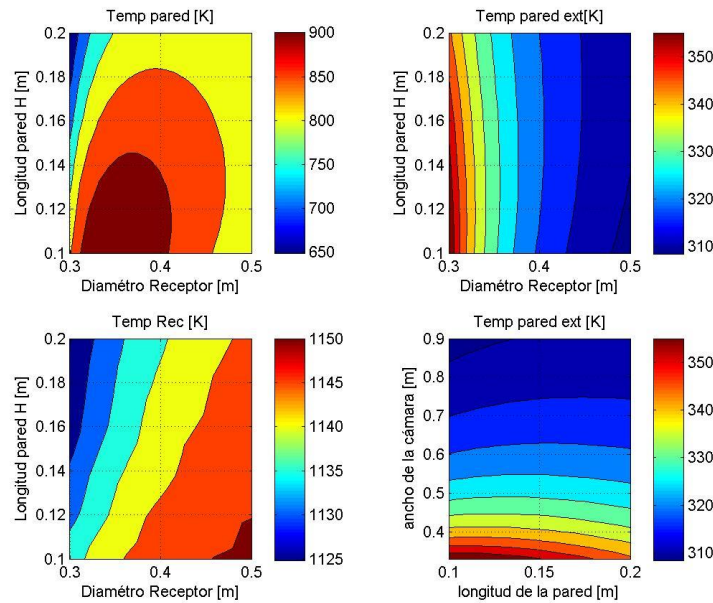
Las resistencias equivalentes al diagrama de la Figura 3. 6 Se relacionan en la Tabla 3. 1, la única resistencia que se reconocerá en el capítulo posterior, (Balance termodinámico en el motor Stirling), es la resistencia que comprenden o que contiene al fluido de trabajo, ya que se debe tener en cuenta la resistencia por medio poroso y el planteamiento de la ecuación de Darcy en los procesos en los que está involucrado.

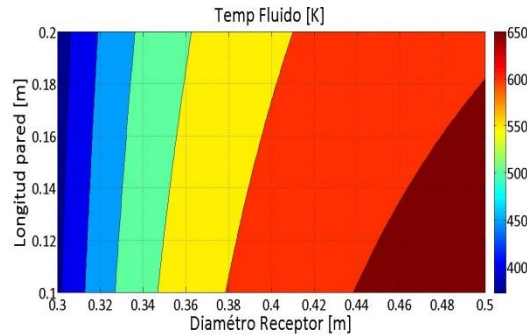
Tabla 3. 1 Resistencias térmicas en el circuito

$R1 = \frac{1}{A_W * F_{C-W}}$	$R2 = \frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon A_{wall}}$	$R3 = \frac{1}{Sk_{wall}}$	$R4 = \frac{1}{h_c A} wall$
$R5 = \frac{1}{h_r A} wall$	$R6 = \frac{1}{A_{REG} * F_{C-R}}$	$R7 = \frac{1}{A_W * F_{W-R}}$	$R8 = \frac{1 - \varepsilon}{A \cdot \varepsilon}  _{reg}$
$R9 = \frac{4 \cdot L_{esp}}{k_{reg} \pi D^2}$	$R10 = \frac{1}{h_c A} rec$	$R11 = \frac{1}{h_r A} rec$	

Las ecuaciones Nodo1, Nodo Jwall, Nodo Jrec, Nodo2, Nodo3 y Nodo 4, se programaron en Matlab y se establecieron 6 variables a calcular. Inicialmente se hace en estado estacionario, con el fin de establecer dentro de un rango de valores, los apropiados para el diseño del modelo y selección para el posterior análisis en estado transitorio. La variación de las longitudes geométricas se basó en datos obtenidos de la teoría y de prototipos existentes. Del artículo de Nepveu et al [29], se obtuvieron los valores de dimensionamiento para el regenerador, la cámara receptora, el diámetro de la cavidad y la profundidad a la se encuentra el receptor de esta. Estos valores se incluyeron dentro del intervalo asignado a cada variable. Los valores iniciales de las variables a calcular fueron estimados por el manual de operación de un prototipo real implementado en estos sistemas termosolares (CleaNergy [30]).

Las radiosidades ( $J_{Reg}$  y  $J_{wall}$ ) fueron calculadas simultáneamente con la temperatura de la pared del cerámico en la parte interna y las temperaturas externas del cerámico y del receptor, las cuales fueron simuladas en el programa. Los resultados fueron graficados y muestran el comportamiento térmico de las paredes del cerámico y del receptor en términos del diámetro del receptor y de la longitud de la pared, ver Gráfica 3. 2.





Gráfica 3. 2 Distribución de temperatura vs longitudes características en forma matricial

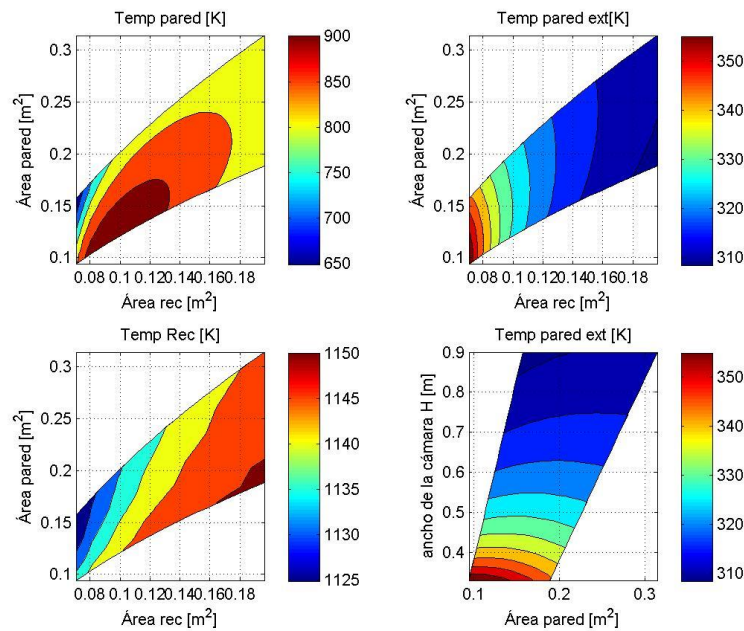
Lo más relevante de este conjunto de datos graficados; es la interacción y la combinación de posibilidades que se logran con estos. Es decir, que se puede escoger el dimensionamiento del receptor de tal manera que este obtenga la mayor cantidad de energía posible (en este caso mayor temperatura), pero el objetivo es el de encontrar una relación optima en donde se minimicen las perdidas por transferencia de calor entre los dos cuerpos y que la temperatura en la parte exterior sea mínima o la más adecuada. El análisis se centra en la Gráfica 3. 2 a-c, las cuales indican por franja de color cuales serían las que presentan un menor diferencial térmico al mismo valor en diámetro del receptor y longitud de la pared. La franja naranja en ambos gráficos es la que mayor zona tiene en común. Comprendidos entre (0,37 y 0,43m) para el receptor y (0,12 y 0,14m) para la longitud de la pared. Al estimar esta franja y hacer una evaluación de los resultados con Matlab. Se obtuvo que el dimensionamiento adecuado para el análisis en un estado transitorio para el diámetro del Receptor 0,38m y para la longitud de la cavidad sea de 0,14m.

Las temperaturas obtenidas son; para el receptor en la parte externa 1.056,6 K y de la pared en el exterior es de 322,1K. (Estos últimos valores se detallan en el capítulo 4 Análisis de resultados). Adicionalmente en la Gráfica 3. 2e, se aprecia el comportamiento de la temperatura del fluido de trabajo, donde es evidente que a una mayor longitud del diámetro del receptor y menor longitud de la cavidad se alcanza una temperatura promedio en 650K.

### 3.2.1 Resultados obtenidos de la simulación en MATLAB

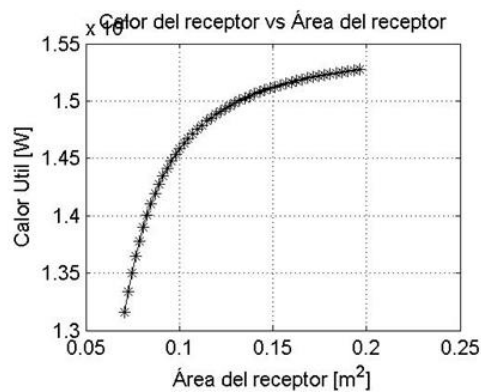
Los valores de diseño se obtuvieron inicialmente de la literatura, entre ellos esta; las longitudes de la pared en la cavidad, el diámetro de la apertura de la cavidad, el diámetro interno de la cavidad, el diámetro del receptor, la temperatura ambiente, una temperatura tentativa de la pared interna del receptor. Se asumió que la cavidad, donde se concentra la radiación solar, se comporta como cuerpo negro una vez un haz de luz entre por la cavidad. Las ecuaciones planteadas se ingresaron al Matlab, el método utilizado es el fsolve, implementado para resolver sistemas de ecuaciones no lineales de manera estacionaria. Los valores fueron graficados e ilustran el comportamiento de la temperatura de los elementos analizados en función de las longitudes esenciales de diseño. La Gráfica 3.2.1 visualiza la distribución de la temperatura en función del área del

receptor y de la pared. De esta gráfica se puede corroborar la información suministrada en el gráfico analizado anteriormente.



Gráfica 3.2.1 Distribución de temperatura vs áreas en forma matricial

De los valores obtenidos se obtuvieron unos datos para determinar el calor útil entregado al receptor en función del área del receptor (Gráfica 3.2.2). Sin embargo dentro del modelo termodinámico planteado al motor Stirling, se tendrá en cuenta nuevamente la temperatura del receptor en la parte exterior y se determina la cantidad de calor entregado al fluido a través de un medio poroso.



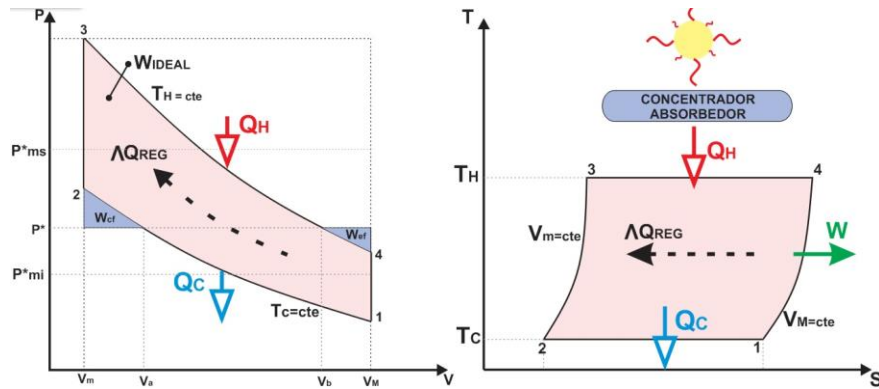
Gráfica 3.2.2 Calor entregado al receptor en función del área

Una vez obtenido los resultados de la simulación, se procede a realizar un análisis termodinámico del motor Stirling, basándose en su ciclo ideal y analizando los procesos que lo gobiernan. Este análisis se hace en estado transitorio. El cual depende de la rata

del calentamiento del cilindro de expansión y de la velocidad alcanzada del fluido dentro de este mismo.

### 3.3 Balance termodinámico en el motor Stirling

Para el análisis termodinámico se contempló los cuatro ciclos presentes en el ciclo Ideal Stirling, el cual es gobernado por un componente mecánico a la vez en cada uno de ellos (ver Gráfica 3. 3), por ejemplo en el proceso 1-2, proceso de compresión isotérmica, se analiza únicamente el cilindro de compresión suponiendo que lo que le sucede al fluido de trabajo en el regenerador y cilindro de expansión es poco significativo comparado con lo que sucede en este cilindro. Se estableció inicialmente para cada ciclo; el balance de energía teniendo en cuenta cada una de las suposiciones, la ecuación de continuidad, de movimiento, la ecuación de estado térmico y del estado calórico.



Gráfica 3. 3 Ciclo Ideal Stirling P-V y T-s

#### 3.3.1 Análisis termodinámico de los procesos a través del tiempo y del espacio

En el proceso 1-2 de compresión isotérmica, el fluido de trabajo se comprime en un proceso isotérmico, ver Figura 3. 7, el cual el fluido mantiene constante la temperatura y para mantenerla realiza un intercambio de calor con el entorno, aumenta en su energía interna, presenta un cambio en la densidad. En el análisis se tuvieron en cuenta las siguientes suposiciones:

- Flujo unidimensional
- Las fuerzas viscosas son despreciables.
- Fluido compresible.
- La gravedad dentro del sistema, realiza una fuerza despreciable
- El fluido tiene un comportamiento de gas ideal y como un fluido Newtoniano.
- Proceso Isotérmico.
- Sistema permanece inmóvil, no hay energía cinética ni potencial.
- No hay reacción química ni alteración por campo eléctrico o magnético.
- Frontera móvil, (Trabajo de compresión).
- El flujo másico es despreciable, debido a que el sistema es hermético.
- Evacuación de calor.
- Condiciones de estado estable y la conductividad térmica es constante.
- El coeficiente de transferencia de calor (h) es uniforme sobre la superficie.
- Aletas de sección transversal constante y hacen parte integral de la base.

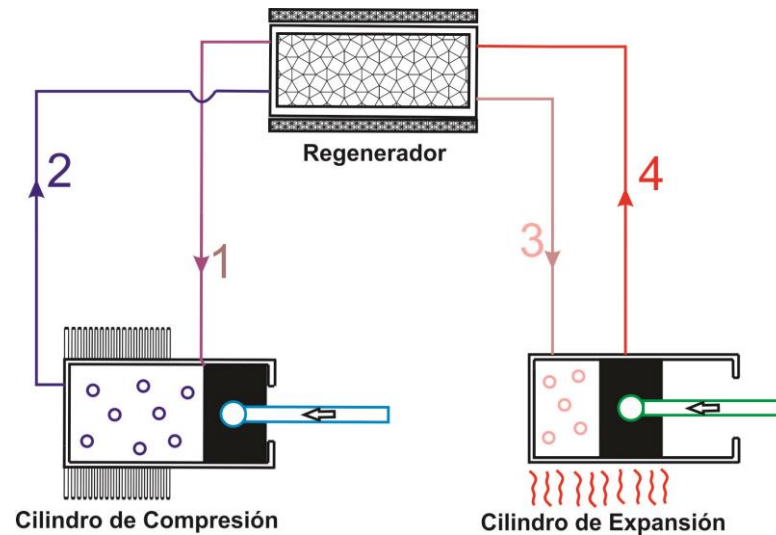


Figura 3. 7 Configuración geométrica de los componentes del motor

El balance de energía del Volumen de Control se establece con base en las siguientes ecuaciones:

$$\frac{dU}{dt} = -\frac{\delta Q}{\delta t} - \frac{\delta W}{\delta t} + \dot{m}_{in}h - \dot{m}_{out}h \quad (3.22)$$

$$\frac{\delta Q}{\delta t} = hA_t(T_f - T_\infty) \quad \frac{\delta W}{\delta t} = P \frac{\delta V}{\delta t} \quad \dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = 0$$

$$\frac{d\rho_f V_C C_p T}{dt} = -hA_t(T_c - T_\infty) - P \frac{\delta V}{\delta t} \quad (3.23)$$

La ecuación de balance de energía (3.23), indica que hay un cambio de la energía interna del fluido de trabajo (lado izquierdo de la igualdad). Se evacua calor para mantener la temperatura del fluido constante, primer término al lado derecho de la



igualdad, donde nos relaciona el coeficiente de transferencia de calor y el área de la superficie extendida en forma de aleta anular con el fin de aumentar la rapidez de la transferencia de calor ( $h$  y  $A_t$  respectivamente) y la diferencia de temperatura entre el fluido frío y la temperatura referencia.

El fluido de trabajo presenta un proceso politrópico, ya que asumimos que la masa permanece constante a través del tiempo al igual que la temperatura del fluido, por tanto se puede plantear de la ecuación de estado térmico, la siguiente igualdad.

$$PV = mRT_c = cte \Rightarrow \frac{\delta W}{\delta t} = \frac{cte}{V} \frac{\delta V}{\delta t}$$

Como la temperatura permanece constante y el estado calórico es función de la temperatura. El primer término a la izquierda, antes de la igualdad en la ecuación (3.23) se puede sacar de la derivada como constantes y se expande la expresión.

$$\begin{aligned} C_p T_c \left( V_c \frac{d\rho}{dt} + \rho \frac{dV_c}{dt} \right) &= -hA_t(T_c - T_\infty) - \frac{cte}{V_c} \frac{dV_c}{dt} \\ C_p T_c V_c \rho \left( \frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dt} + \frac{1}{V_c} \frac{dV_c}{dt} \right) &= -hA_t(T_c - T_\infty) - \frac{cte}{V_c} \frac{dV_c}{dt} \end{aligned} \quad (3.24)$$

Se divide la ecuación (3.24) por el término que esta fuera del paréntesis (energía interna) del lado izquierdo de la ecuación, y posteriormente se reemplaza la relación entre masa y densidad.

$$\left( \frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dt} + \frac{1}{V_c} \frac{dV_c}{dt} \right) = -\frac{hA_t(T_c - T_\infty)}{C_p T_c V_c \rho} - \frac{mRT_c}{C_p T_c \rho V_c^2} \frac{\delta V}{\delta t} \quad \frac{m}{\rho} = V$$

Al reagrupar términos semejantes, despejar el cambio de la densidad con respecto al tiempo y conservándola en el mismo lado de la igualdad y al pasar los otros términos al lado derecho se tiene.

$$\frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dt} = -\frac{hA_t(T_c - T_\infty)}{C_p T_c V_c \rho} - \frac{1}{V_c} \frac{dV_c}{dt} \left( \frac{R}{C_p} + 1 \right) \quad (3.25)$$

Se expresa la constante de los gases ideales en función del calor específico a volumen y presión constante  $R = C_p - C_v$ , la relación de los gases ideales  $k = C_p/C_v$  y la relación del volumen; con el área y la longitud de carrera  $V = A \cdot L_p$ , se reemplazan estas expresiones en la ecuación (3.25).

$$\frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dt} = -\frac{hA_t(T_c - T_\infty)}{C_p T_c A \cdot L_p \rho} - \frac{1}{AL_p} A \frac{dL}{dt} \left( \frac{C_p - C_v}{C_p} + 1 \right) \quad \frac{dL}{dt} = \mathbb{V}$$

La velocidad del fluido compresible  $\mathbb{V}$  se obtiene del segundo término del lado derecho de la ecuación, donde nos relaciona el cambio del área con respecto al tiempo, la cual permanece constante y el cambio de la carrera con respecto al tiempo. La cual es la velocidad del fluido analizado. Se cancelan términos semejantes y se simplifica la ecuación. Visto que el fluido está en la etapa de compresión, la carrera  $L_p$  se puede expresar en términos de la velocidad y el tiempo.  $L_p = \mathbb{V} t$ , se reemplaza en la ecuación y se multiplica por la densidad, la ecuación queda:

$$\frac{d\rho}{dt} = -\frac{hA_t(T_c - T_\infty)}{C_p T_c A \cdot \mathbb{V} t} - \frac{1}{t} \left( 2 - \frac{1}{k} \right) \rho \quad (3.26)$$

De acuerdo al sistema de referencia y teniendo en cuenta que el cambio del volumen con respecto al tiempo decrece (es negativo) y que al derivarlo, el termino que queda con ese signo es el cambio de la posición del pistón con respecto al tiempo, es decir la velocidad del pistón. Determinamos que la velocidad del pistón desde el Punto Muerto Inferior (PMI) hasta el Punto Muerto Superior (PMS) es negativo y que del PMS-PMI es positivo.

Despejo la expresión (3.26) e igualando a cero, obtengo

$$\begin{aligned} \frac{d\rho}{dt} + \left[ \frac{1}{t} \left( 2 - \frac{1}{k} \right) \right] \rho + \frac{hA_t(T_f - T_\infty)}{C_p T_c A \cdot \mathbb{V} t} &= 0 & \hbar = \frac{C_p}{h} \\ \frac{d\rho}{dt} + \left[ \frac{1}{t} \left( 2 - \frac{1}{k} \right) \right] \rho + \frac{A_t}{\hbar \cdot A \cdot \mathbb{V} t} \left( 1 - \frac{T_\infty}{T_f} \right) &= 0 & (3.27) \end{aligned}$$

La ecuación (3.27) representa el modelo de comportamiento que tiene la densidad a través del tiempo en el proceso 1-2. En la cual hay variables que dependen del tiempo como lo es la longitud de la carrera y de la velocidad del fluido al frente del pistón.

La velocidad obedece al cambio volumétrico, el cual es considerado según el sistema de referencia. Es decir si el cambio volumétrico es compresivo (negativo) la velocidad tendría su mismo comportamiento, si el cambio volumétrico es expansivo la velocidad es “positiva” también. Con el fin de corresponder al cambio de signos y al planteamiento general en las ecuaciones de balance de energía. Se analizó el comportamiento del cambio volumétrico del cilindro de compresión suponiendo que las velocidades en ambos cilindros son iguales y que el tiempo para cada uno de los procesos es igual a un cuarto del tiempo total del ciclo.

$$V_c = V_{c@muerto} + \frac{V_c}{2} + \frac{V_c}{2} \sin(\omega t + \alpha)$$

Donde  $V_{C@muerto}$  es el volumen del cilindro de compresión donde el pistón se encuentra en su PMS.  $\omega, t, \alpha$  son la velocidad angular [Hertz], tiempo [s] y el desfase de rotación de los pistones [radianes] (respectivamente). Se deriva con respecto al tiempo y se obtiene la velocidad en cualquier instante  $t$ , en función de la carrera ( $L$ ) en metros, de la velocidad angular ( $\omega$ ) y de la velocidad promedio del pistón.

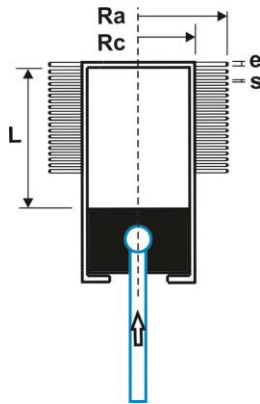
$$\frac{dV_C}{dt} = \frac{dV_{C@muerto}}{dt} + \frac{1}{2} \frac{dV_C}{dt} + \frac{1}{2} \frac{dV_C \sin(\omega t + \pi/2)}{dt}$$

Siendo el volumen igual a la multiplicación del área del pistón con el área constante del cilindro ( $V_C = A L$ ). Al derivarlo con respecto al tiempo el área sale constante y la longitud de la carrera determina la velocidad del pistón. La derivada de  $\frac{dV_{C@muerto}}{dt} = 0$ , debido a que no varían en el tiempo, simplificando, la expresión queda:

$$\bar{V} = \frac{1}{2} \{ \bar{V} [1 + \sin(\omega t + \pi/2)] + L \omega \cos(\omega t + \pi/2) \}$$

Donde  $\bar{V}$  es la velocidad promedio del pistón, obtenida de las Revoluciones Por Minuto (RPM) y la carrera del pistón.  $\bar{V} = RPM * L * 2/60$ , debido a que en una revolución el pistón hace dos trayectorias, por eso se estima la velocidad en un solo trayecto.

Por su parte el área total de las aletas  $A_t$ , está dada por el número total de aletas ( $N$ ), suponiendo un cilindro de tamaño similar a la de la carrera, la aleta con un espesor homogéneo y de sección rectangular de 3mm y con una separación entre ellas de 5mm. El número total de aletas sería de 20 y con una eficiencia en el orden de 92%  $\pm 2\%$  [4]. El diámetro del cilindro del pistón esta por el orden de 0,14 m y el diámetro de las aletas son el doble del cilindro.



$$A_t = A_{t1} \left[ 1 - \frac{N A_f}{A_{t1}} (1 - \eta_f) \right]$$

$\eta_f$  : Eficiencia de la aleta

$$A_f = 2\pi(R_{2c}^2 - R_c^2)$$

$A_f$ : Área de la aleta

$$R_{2c} = R_a + e/2$$

$$A_{t1} = N A_f + 2\pi R_c (L - Ne)$$

$A_{t1}$  : Área de la superficie primaria

En el Proceso 2-3 de calentamiento isocórico, El fluido de trabajo alcanzará una máxima temperatura en el proceso de calentamiento, la transferencia de calor útil entregado a la cámara de calentamiento se obtiene con el análisis termodinámico realizado al receptor.

En este proceso el fluido experimenta un cambio de la temperatura y de presión a un volumen constante. El intercambio se presenta entre el regenerador y el fluido de trabajo. Este elemento es el corazón del motor, el cual se analiza detalladamente aplicando la Ley de Darcy para medios porosos, ya que tiene la propiedad de almacenar energía y de intercambiarla con el fluido de trabajo. Para el análisis del proceso, se tienen en cuenta las siguientes premisas:

- Flujo unidimensional
- Las fuerzas viscosas son despreciables
- La gravedad dentro del sistema, realiza una fuerza despreciable
- El fluido tiene un comportamiento de gas ideal y como un fluido Newtoniano.
- Proceso isocórico
- Sistema permanece inmóvil, no hay energía cinética ni potencial.
- No hay reacción química ni alteración por campo eléctrico o magnético.
- No hay frontera móvil, (no se genera trabajo).
- El flujo másico es constante, no hay acumulación másica.
- Sistema adiabático, no presenta intercambio de calor con los alrededores.
- Medio poroso isotrópico.

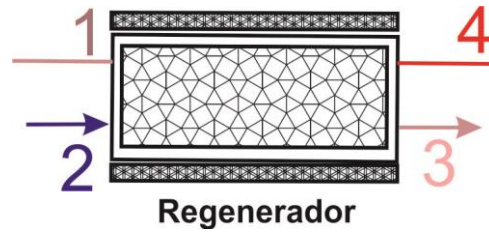


Figura 3. 8 Esquema ilustrativo del medio poroso (regenerador)

En el análisis acá propuesto, se debe considerar los balances de energía tanto para el fluido como para el medio poroso, ver Figura 3. 8. Donde en condiciones ideales la temperatura del fluido se encuentra en un equilibrio térmico con el medio sólido, sin embargo el fluido, previo al contacto con el medio poroso, tiene una temperatura inferior al del regenerador, temperatura que en un principio es igual a la calculada en los numerales anteriores.

$$\phi(\rho C_p)_f \frac{dT_f}{dt} + (\rho C_p)_f \mathcal{V} \cdot \nabla T = \phi \nabla \cdot (k_f \nabla T_f) + \phi q_f''' + \frac{(1 - \phi)}{L_{reg} \cdot R_{Nodo5}} (T_s - T_f) \quad (3.28)$$

El primer término del lado izquierdo de la igualdad, es el cambio de la energía interna del fluido, la cual depende directamente de la porosidad del medio por el que fluye, la densidad y el calor específico. El segundo término relaciona la tasa de cambio de la temperatura del fluido de manera convectiva. Al lado derecho de la igualdad el primer término que se tiene es el flujo de calor conductivo, el segundo término relacionado con la generación de calor y el último con el intercambio de calor entre las dos partes

analizadas, donde  $L_{reg}$  y  $R_{Nodo5}$  son: el recorrido del fluido dentro del regenerador en [m] y Resistencia nodo 5 (la suma en paralelo entre el coeficiente por radiación  $h_r$  y convección forzada  $\overline{h_c}$ ) en [kW/m K] respectivamente.

Suponiendo el caso ideal de que el fluido fluye unidimensionalmente. El segundo término se puede expresar de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} \mathcal{V} \cdot \nabla T &= \mathcal{V}_x \frac{\partial T_f}{\partial x} + \mathcal{V}_y \frac{\partial T_f}{\partial y} + \mathcal{V}_z \frac{\partial T_f}{\partial z} & \mathcal{V}_y = \mathcal{V}_z = 0 \\ \Rightarrow \mathcal{V} \cdot \nabla T &= \mathcal{V}_x \frac{\partial T_f}{\partial x} \end{aligned}$$

Al expandir el primer término del lado derecho de la igualdad. Se puede estimar que esos valores al ser de segundo orden, son pocos significativos en comparación con la alta velocidad que experimenta el fluido de trabajo, relacionada directamente con el cambio de temperatura del fluido con respecto al termino convectivo. Adicionalmente la conductividad térmica del fluido ( $k_f$ ) es muy pequeña si la comparamos los otros términos de la ecuación. Por lo tanto el flujo de calor conductivo en el desarrollo del modelo se puede despreciar.

$$\phi \nabla \cdot (k_f \nabla T_f) = \phi k_f \left( \frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_f}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_f}{\partial z^2} \right) \quad k_f \frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} \approx k_f \frac{\partial^2 T_f}{\partial y^2} \approx k_f \frac{\partial^2 T_f}{\partial z^2} \approx 0$$

Debido a que es un sistema adiabático, no hay intercambio de calor con el entorno por tanto la expresión  $q_f''=0$ . Al reemplazar estas condiciones en la ecuación (3.28), se obtiene:

$$\phi(\rho C_p)_f \frac{dT_f}{dt} + (\rho C_p)_f \mathcal{V}_x \frac{\partial T_f}{\partial x} = \frac{(1-\phi)}{L_{reg} R_{Nodo5}} (T_s - T_f) \quad (3.29)$$

Al dividir por la porosidad, la densidad y el calor específico, se obtiene

$$\frac{dT_f}{dt} = -\frac{\mathcal{V}_x}{\phi} \frac{\partial T_f}{\partial x} + \frac{(1-\phi)(T_s - T_f)}{\phi L_{reg} R_{Nodo5} (\rho C_p)_f} \quad (3.30)$$

Para poder evaluar el segundo término de la ecuación, el cambio de la temperatura a través del espacio, se debe recurrir a la ecuación de estado y a la Ley de Darcy. Como el proceso se realiza isovolumétricamente, se asume que el cambio de la densidad con respecto al espacio es poco significativo, por tanto de la ecuación de estado se puede expresar:

$$P = \rho R T \quad \frac{\partial P}{\partial x} = \rho R \frac{\partial T}{\partial x} \quad \mathcal{V}_x = -\frac{K_r}{\mu} \left( \frac{\partial P}{\partial x} \right)$$

La ecuación de Darcy, donde se relaciona la velocidad del fluido a través del medio poroso  $\mathcal{V}_x$ , el coeficiente de permeabilidad del regenerador  $K_r$  en  $[m^2]$ , y la densidad dinámica del fluido  $\mu$  en  $[Pa \cdot s]$ . Al interactuar las dos ecuaciones, la expresión que se obtiene es:

$$\frac{\partial T_f}{\partial x} = - \frac{\mathcal{V}_x \mu}{K_r \rho R} \quad (3.31)$$

Reemplazando la ecuación (3.31) en la ecuación (3.30), se obtiene la expresión matemática que caracteriza el comportamiento del fluido dentro del regenerador (el medio poroso).

$$\frac{dT_f}{dt} = \frac{\mathcal{V}_x^2}{\phi} \frac{\mu}{K_r \rho R} + \frac{(1 - \phi)(T_s - T_f)}{\phi L_{reg} R_{Nodo5} (\rho C_p)_f} \quad (3.32)$$

Ahora se plantea la ecuación que rige o caracteriza el comportamiento del sólido al paso del fluido de trabajo a través de este.

$$(1 - \phi)(\rho C_p)_s \frac{dT_s}{dt} = (1 - \phi) \nabla \cdot (k_{reg} \nabla T_f) + (1 - \phi) q_s''' + \frac{(1 - \phi)}{L_{reg} R_{Nodo5}} (T_f - T_s) \quad (3.33)$$

Donde el primer término al lado derecho de la igualdad es despreciable debido a la alta velocidad con la que el fluido atraviesa este dispositivo, el intercambio de calor por conductividad es poco significativa comparada con el cambio de la energía interna y el intercambio de calor entre las dos partes, al igual que la generación de calor al interior del regenerador  $q_s''' = 0$ , por lo tanto el flujo de calor conductivo es

$$\phi \nabla \cdot (k_{reg} \nabla T_s) = \phi k_f \left( \frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_s}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_s}{\partial z^2} \right) \quad \frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} \approx \frac{\partial^2 T_s}{\partial y^2} \approx \frac{\partial^2 T_s}{\partial z^2} \approx 0$$

Al reemplazar estas consideraciones en la ecuación (3.33), agrupando términos y simplificando se obtiene el cambio de la temperatura del sólido a través del tiempo.

$$\frac{dT_s}{dt} = \frac{(T_f - T_s)}{L_{reg} R_{Nodo5} (\rho C_p)_s} \quad (3.34)$$

Donde la temperatura inicial del sólido es la obtenida en la en el análisis del receptor y es homogénea en toda la pared en las condiciones iniciales. Por tanto las ecuaciones que caracterizan el comportamiento del fluido y sólido (regenerador) respectivamente son (3.32) y (3.34). Ahora para el cálculo del coeficiente de permeabilidad  $k_f$ , se plantea la siguiente expresión caracterizando geoméricamente el regenerador del motor Stirling.

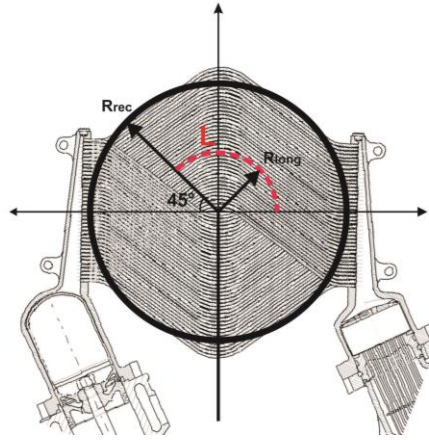


Figura 3. 9 Configuración geométrica del regenerador

En el corte de sección transversal del regenerador se visualiza una red de tubos capilares apilados en dos hileras uno encima de otro y de forma lineal, ver Figura 3. 9, aproximadamente se puede estimar que la sección es rectangular y que su base son dos veces el diámetro externo del tubo capilar  $D_{ext}$ , su altura está dada por la multiplicación entre el número de tubos apilados y el diámetro de estos. Siendo el caso de estudio 19 tubos apilados uno encima del otro. Por tanto el área de la sección transversal es;

$$K_r = \frac{\pi r_0^4 N}{8 A} \quad (3.35)$$

$$A = b \times h \quad b = 2D_{ext} \quad h = 19D_{ext} \quad A = 38D_{ext}^2$$

El regenerador tiene la configuración en la sección transversal de tubos capilares, los cuales tienen un radio interno  $r_0$  y un diámetro externo  $D_{ext}$ , las unidades serán ingresadas en metros. El número de tubos de la sección transversal es de 38 y se reemplazan en la ecuación (3.35) al simplificar queda:

$$K_r = \frac{\pi r_0^4}{8 D_{ext}^2} \quad (3.36)$$

Ahora se debe introducir la ecuación 3.36 en la definición de las ecuaciones diferenciales, siendo esta un valor escalar. Otro escalar calculado y requerido para la solución de las ecuaciones diferenciales, es la longitud equivalente ( $L_{reg}$ ), la cual se estima como un valor promedio del diámetro del receptor. Calculada en el planteamiento de la cavidad y del receptor.

$$L_{reg} = 2\pi R_{long} \left( \frac{1}{4} + \frac{1}{8} \right) \quad R_{long} = \frac{1}{4} D_{ext} \quad L_{reg} = \frac{3}{16} \pi D_{ext}$$

Dentro de los términos necesarios para resolver la ecuación diferencial, se debe calcular la resistencia equivalente del nodo 5, el cual se obtiene al sumar en paralelo los coeficientes de radiación y convección forzada ( $h_{rf}$  y  $\bar{h}_{cf}$ ), los cuales se obtienen de manera similar que en las ecuaciones (3.21 a,b,c,d,e y f) planteadas en el numeral 3.2 (Balance termodinámico del receptor solar), con la diferencia en que para la radiación se incorpora la temperatura del fluido de trabajo y la temperatura del regenerador obtenido en el modelo estacionario, la geometría del receptor y la emisividad de este (ecuación (3.21 b)).

$$h_{rf} = \frac{\sigma(T_f + T_{rec})(T_f^2 + T_{rec}^2)}{\frac{1-\varepsilon}{A \cdot \varepsilon} |_{rec}} \quad (3.37)$$

Suponemos que el área del receptor es circular, en la región donde recibe la radiación solar, adicionalmente la emisividad del material receptor es ( $\varepsilon = 0,93$  Inconel). A demás, la convección es forzada, se incluye un análisis del comportamiento del fluido dinámicamente calculando: el número de Reynolds, el coeficiente de fricción, el número de Prandtl a la temperatura estimada del cilindro de compresión y el número de Nusselt.

$$\bar{h}_{cf} = \frac{\bar{N}_{UD} \cdot k_{rec}}{L_{rec}} \quad (3.38)$$

$$\bar{N}_{UD} = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(R_e - 1000)P_{r_{2-3}}}{\left[1 + 12.7(f/8)^{1/2} \times (P_{r_{2-3}}^{2/3} - 1)\right]} \quad (g)$$

$$0.5 < P_{r_{2-3}} < 2000 ; 3000 < R_e < 5 \times 10^6$$

$$R_e = \frac{\rho \cdot v_x \cdot D_{int}}{\mu} \quad (3.38h)$$

$$f = (0.79 \ln R_e - 1.64)^{-2} \quad (3.38i)$$

$$R_{Nodo5} = \left( \frac{1}{h_{rf}} + \frac{1}{\bar{h}_{cf}} \right)^{-1} |_{reg} \quad (3.39)$$

Donde el número de Nusselt es la correlación de flujo turbulento en un tubo, planteado por Gnielinski, el cual es adimensional e involucra el número de Reynolds, de Prandtl y el coeficiente de fricción obtenido de la correlación de Petukhov [4]. Las variables  $\rho$ ,  $\mu$  &  $D_{int}$  son respectivamente: la densidad del fluido de trabajo en [ $kg/m^3$ ], variable calculada



dentro de las ecuaciones diferenciales. La viscosidad dinámica [Pa.s] y el diámetro interno del tubo capilar del regenerador en [m].

En el proceso 3-4 Expansión Isotérmica, el fluido de trabajo se expande de manera isotérmica, ver Figura 3. 10, el cual teóricamente se mantiene constante a la alta temperatura de operación y para mantenerla realiza un intercambio de calor con el entorno, este proceso puede analizarse similarmente al proceso de compresión 1-2, sin embargo el comportamiento del fluido de trabajo es muy marcada entre el proceso de compresión y de expansión. Las suposiciones que se tuvieron en cuenta, para el planteamiento son las siguientes:

- Flujo unidimensional
- Las fuerzas viscosas son despreciables
- Flujo compresible
- La gravedad dentro del sistema, realiza una fuerza despreciable
- El fluido tiene un comportamiento de gas ideal y como un fluido Newtoniano.
- Proceso Isotérmico.
- Sistema permanece inmóvil, no hay energía cinética ni potencial.
- No hay reacción química ni alteración por campo eléctrico o magnético.
- Frontera móvil, (Trabajo de Expansión).
- El flujo másico es despreciable, debido a que el sistema es hermético.
- Evacuación de calor.

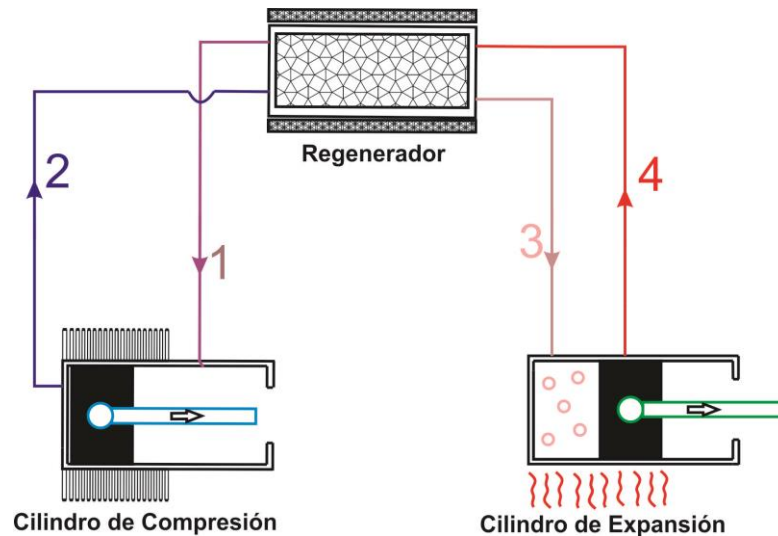


Figura 3. 10 Configuración geométrica de los componentes del motor

$$\frac{dU}{dt} = \frac{\delta Q}{\delta t} + \frac{\delta W}{\delta t} + \dot{m}_{in}h - \dot{m}_{out}h \quad (3.40)$$

$$\begin{aligned}
\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = 0 \quad & \frac{\delta Q}{\delta t} = hA_p(T_E - T_\infty); \quad & \frac{\delta W}{\delta t} = P \frac{\delta V}{\delta t} \\
& A_p: \text{Área perimetral} \\
\frac{d\rho V C_p T}{dt} = hA_p(T_E - T_\infty) + P \frac{\delta V}{\delta t} & \quad (3.41)
\end{aligned}$$

El fluido de trabajo presenta un proceso politrópico, su temperatura y masa permanecerá constante, de la ecuación de estado térmico se puede expresar la siguiente igualdad.

$$PV = mRT_E = cte \Rightarrow \frac{\delta W}{\delta t} = \frac{cte}{V} \frac{\delta V}{\delta t}$$

Reemplazando en la ecuación (3.41) se obtiene:

$$C_p T_E V_E \rho \left( \frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dt} + \frac{1}{V_E} \frac{dV_E}{dt} \right) = hA_p(T_E - T_\infty) + \frac{mRT_E}{V_E} \frac{\delta V}{\delta t} \quad (3.42)$$

Al dividir la ecuación (3.42) por la energía interna, se agrupan términos semejantes y se deja al lado izquierdo de la igualdad la expresión del cambio de la densidad a través del tiempo.

$$\frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dt} = \frac{hA_p(T_E - T_\infty)}{C_p T_E V_E \rho} + \frac{1}{V_E} \frac{dV_E}{dt} \left( \frac{R}{C_p} - 1 \right) \quad (3.43)$$

Se expresa la constante de los gases ideales en función del calor específico a volumen y presión constante  $R = C_p - C_v$ , la relación de los gases ideales  $k = C_p/C_v$ , la relación del volumen con el área, la longitud de carrera  $V = A \cdot L$  y la velocidad del fluido compresible  $\mathbb{V}$ , se reemplazan estas expresiones en la ecuación (3.43)

$$\frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dt} = \frac{hA_p(T_E - T_\infty)}{C_p T_E A_C L \rho} + \frac{1}{L} \mathbb{V} \left( \frac{C_p - C_v}{C_p} - 1 \right) \quad (3.44)$$

Multiplicando por la densidad  $\rho$ , suponiendo una carrera  $L = \mathbb{V} \cdot t$ , reemplazando en la ecuación, cancelando términos semejantes, despejando e igualando a cero y obtengo

$$\begin{aligned}
\frac{d\rho}{dt} + \left[ \frac{1}{L} \mathbb{V} \left( \frac{1}{k} \right) \right] \rho - \frac{hA_p(T_E - T_\infty)}{C_p T_E A_C \mathbb{V} \cdot t} &= 0 \quad \hbar = \frac{C_p}{h} \\
\frac{d\rho}{dt} + \left[ \frac{1}{t} \left( \frac{1}{k} \right) \right] \rho - \frac{A_p}{\hbar \cdot A_C \mathbb{V} \cdot t} \left( 1 - \frac{T_\infty}{T_E} \right) &= 0 \quad (3.45)
\end{aligned}$$

El cambio de la densidad en el proceso 3-4 (ver Ecuación (3.45)), depende de la velocidad del fluido en el frente del pistón. El coeficiente de transferencia de calor por

conducción y la longitud de la carrera. Son parámetros incidentes en el diseño del prototipo.

En el proceso 4-1 de enfriamiento isocórico, El fluido de trabajo se enfriará pasando a través del regenerador, el cual baja por el intercambio de calor con el fluido que previamente se encontraba frío. Por tanto, en este proceso se desconoce la temperatura de operación del fluido. En este proceso el fluido experimenta un cambio de la temperatura y de presión a un volumen constante, el intercambio se presenta entre el regenerador y el fluido de trabajo. El planteamiento se realiza de manera análoga o similar al planteado al proceso de calentamiento 2-3, incluyendo en análisis por Ley de Darcy, (medios porosos) ver Figura 3. 11, partiendo de las siguientes suposiciones:

- Flujo unidimensional
- Las fuerzas viscosas son despreciables
- La gravedad dentro del sistema, realiza una fuerza despreciable
- El fluido tiene un comportamiento de gas ideal y como un fluido Newtoniano.
- Proceso isocórico
- Sistema permanece inmóvil, no hay energía cinética ni potencial.
- No hay reacción química ni alteración por campo eléctrico o magnético.
- No hay frontera móvil, (no se genera trabajo).
- El flujo másico es constante, no hay acumulación másica.
- Sistema adiabático, no presenta intercambio de calor con los alrededores.
- Medio poroso isotrópico.

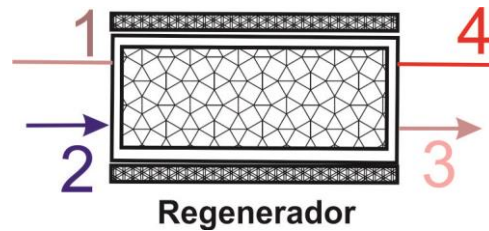


Figura 3. 11 Regenerador proceso 4-1

Los balances de energía tanto para el fluido como para el sólido (regenerador) o medio poroso se consideran de manera similar al planteado en la proceso 2-3. En este, el fluido de trabajo tiene una temperatura mayor que la del regenerador (sólido) y realizan un intercambio de calor a través de su interacción en los medios porosos. Una vez el fluido salga del medio sólido alcanza, teóricamente, el equilibrio térmico entre las partes analizadas. Para el fluido de trabajo se obtiene la siguiente expresión:

$$\phi(\rho C_p)_f \frac{dT_f}{dt} + (\rho C_p)_f V_x \frac{\partial T_{f4-1}}{\partial x} = \frac{(1 - \phi)}{L_{reg} R_{Nodo5}} (T_f - T_s) \quad (3.46)$$

Las velocidades alcanzadas por el fluido al interior del receptor tanto para el proceso 2-3 y 4-1, se diferencian significativamente, ya que las presiones generadas al interior dependen de sus propiedades físicas iniciales, como su temperatura y la viscosidad dinámica del fluido, a una mayor temperatura una menor viscosidad y por tanto la velocidad aumenta cuando el fluido alcanza su máxima temperatura de operación. La ecuación (3.46) la dividimos por la densidad, el calor específico y la porosidad, agrupamos términos y obtenemos:

$$\frac{dT_f}{dt} = -\frac{v_x}{\phi} \frac{\partial T_f}{\partial x} + \frac{(1-\phi)(T_f - T_s)}{\phi L_{reg} R_{Nodo5} (\rho C_p)_f} \quad (3.47)$$

Al aplicar el análisis en un medio poroso con la Ley de Darcy, planteada en el proceso 2-3 ecuación (3.31) y sustituyendo en la ecuación (3.47) se obtiene la siguiente expresión matemática, siendo esta la que rige en este proceso, el comportamiento del fluido.

$$\frac{dT_f}{dt} = \frac{v_x^2}{\phi} \frac{\mu}{K_r \rho R} + \frac{(1-\phi)(T_f - T_s)}{\phi L_{reg} R_{Nodo5} (\rho C_p)_f} \quad (3.48)$$

Ahora se plantea la ecuación que caracteriza el comportamiento termodinámico del sólido en este proceso.

$$(1-\phi)(\rho C_p)_s \frac{dT_s}{dt} = (1-\phi) \nabla \cdot (k_{reg} \nabla T_f) + (1-\phi) q_s''' + \frac{(1-\phi)}{L_{reg} R_{Nodo5}} (T_s - T_f) \quad (3.49)$$

Las consideraciones con respecto al calor generado entre el fluido y el receptor es cero, y al flujo de calor conductivo es despreciable. Por tanto la ecuación (3.49) se puede expresar.

$$\frac{dT_s}{dt} = \frac{(T_s - T_f)}{L_{reg} R_{Nodo5} (\rho C_p)_s} \quad (3.50)$$

Las consideraciones iniciales para este proceso en el ciclo Stirling, es que la temperatura ingresa al medio poroso con una temperatura superior a este, por tanto el intercambio se da del fluido al receptor y este almacena la mayor cantidad de energía posible.

Las seis ecuaciones diferenciales ordinarias de primer orden linealmente independientes se ingresan al MATLAB y se hace la simulación, el método implementado es el ODE45, el cual utiliza el método de Runge-Kutta de 4to y 5to orden realizado por Dormand-Prince. Los resultados que se analizarán en el capítulo de conclusiones y recomendaciones.

### 3.3.2 Eficiencia mecánica y térmica

Al realizar un análisis detallado del ciclo en cada uno de los procesos, se abre el interrogante de calcular la posible eficiencia mecánica alcanzada por el sistema. Se estudia el conjunto en general, desde el foco de concentración (en este caso la energía útil (calor) entregada al receptor) hasta la volante de salida del motor. El siguiente esquema visualiza los mecanismos comprometidos en el sistema, ver Figura 3. 12 [18].

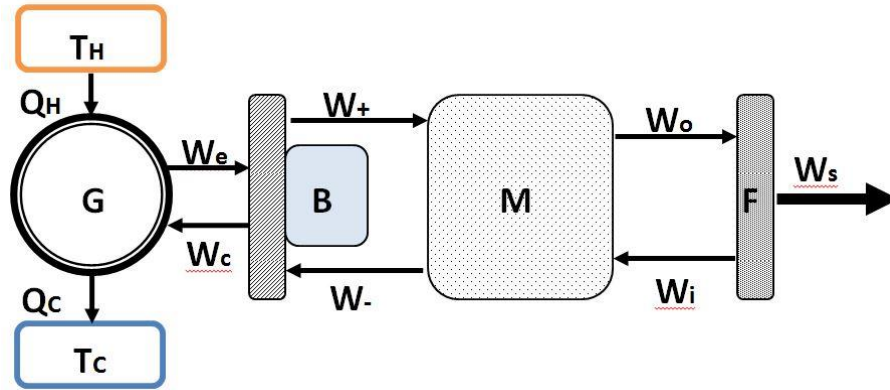


Figura 3. 12 Esquema de los componentes mecánicos del motor Stirling

- TH: Temperatura externa del receptor [K]
- QH: Transferencia de calor neta hacia el motor [W]
- QC: Transferencia de calor neta hacia el ambiente [W]
- TC: Temperatura externa de la cámara de enfriamiento [K]
- We: Trabajo de expansión [W]
- Wc: Trabajo de compresión [W]
- W+: Trabajo de desplazamiento eficaz [W]
- W-: Trabajo forzado del pistón (fricción y la presión) [W]
- Wo: Trabajo del mecanismo al volante [W]
- Wi: Trabajo que el volante entrega al mecanismo [W]
- Ws: Trabajo cíclico del eje [W]
- W: Trabajo ideal del motor Stirling [W]

El trabajo entregado del mecanismo M a la volante F es teóricamente menor o igual que el trabajo de desplazamiento del pistón al mecanismo. Al igual que la relación entre los trabajos comprendidos entre el trabajo forzado del pistón, donde se incluyen las pérdidas por fricción y por presión es menor que el trabajo que ejerce la volante al mecanismo en su proceso cíclico.

$$W_o \leq W_+ \quad \& \quad W_- \leq W_i$$

$$W_s = W_o - W_i \leq W_+ - W_- = W \quad (3.51)$$

$$\eta_m = \frac{W_s}{W} \quad (3.52)$$

Supongamos que tenemos una efectividad de trabajo del pistón mínima (o baja)  $B > 0$  y máxima (o alta)  $A \leq 1$  del mecanismo sobre el volante se puede expresar

$$BW_+ \leq W_O \leq AW_+ \quad (3.53)$$

Ahora supongamos que esa misma efectividad se presenta en las mismas condiciones pero en el sentido que el mecanismo ejerce trabajo sobre el pistón de trabajo.

$$BW_i \leq W_- \leq AW_i \quad (3.54)$$

A partir de la igualdad de  $W_s$  y de las ecuaciones (3.53) y (3.54) se obtiene:

$$\begin{aligned} BW_+ - \frac{W_-}{B} \leq W_s \leq AW_+ - \frac{W_-}{A}; \text{ Como } W = W_+ - W_- \\ BW - \left(\frac{1}{B} - B\right)W_- \leq W_s \leq AW - \left(\frac{1}{A} - A\right)W_- \\ B - \left(\frac{1}{B} - B\right)\frac{W_-}{W} \leq \eta_m \leq A - \left(\frac{1}{A} - A\right)\frac{W_-}{W} \end{aligned} \quad (3.55)$$

De esta deducción de la eficiencia y teniendo en cuenta las restricciones de la eficiencia se establece la eficiencia del sistema, donde la efectividad  $\varepsilon$  de los mecanismos de la máquina están restringidos por una constante la cual comprende un valor entre  $0 < E \leq 1$  y  $\varepsilon \leq E$ . Por tanto la eficiencia mecánica es [18]:

$$\eta_m \leq E - \left(\frac{1}{E} - E\right)\frac{W_-}{W} \quad (3.56)$$

$$W_- = mRT_H[\tau \ln \tau + (\tau + 1)\{\ln(r + 1) - \ln(\tau + 1)\} - \ln r] \quad (3.57)$$

$$W = mRT_H[(1 - \tau) \ln r] \quad (3.58)$$

La eficiencia mecánica del motor en un ciclo siempre es inferior al nivel de efectividad del mecanismo cuando el trabajo forzado este presente. Suponiendo que los mecanismos de transmisión han tenido un desarrollo progresivo se estima que la eficiencia del mecanismo  $E$ , sea igual a 0,90 ( $E = 0,90$ ). Donde  $\tau$  y  $r$  son la relación de temperatura y volumétrica respectivamente  $\tau = \frac{T_C}{T_H}$  y  $r = \frac{V_M}{V_m}$ .

Por su parte la eficiencia térmica es la relación entre el trabajo mecánico ideal de salida con respecto a la energía (calor) entregado por el receptor. Similar a la suposición anterior, el trabajo es el del ciclo ideal y el calor entregado del receptor al motor.

$$\eta_{ter} = \frac{W}{Q_H} \quad (3.59)$$

Con estas dos eficiencias se puede estimar la eficiencia del motor Stirling.

$$\eta_{Stirling} = \eta_{ter}\eta_m \quad (3.60)$$

### 3.3.3 Presión de trabajo

De esta presión de trabajo depende los trabajos de expansión y de compresión que el intercambiador térmico le entrega a la máquina o al mecanismo del motor, más específicamente al pistón de potencia. El cual se encuentra como parámetro de diseño y se puede optimizar para determinar el ciclo de operación del motor.

En un ciclo ideal Stirling, se considera dos (2) temperaturas de operación (la alta- $T_H$  y baja- $T_C$ ), dentro del ciclo del Stirling se estima teóricamente que el fluido presenta un comportamiento isotérmico en los procesos 1-2 y 3-4.

Teniendo en cuenta los altos gradientes de temperatura con la que opera el motor, la temperatura de calentamiento en comparación con la temperatura de enfriamiento es mucho mayor, por tanto se puede expresar matemáticamente que  $T_H \gg T_C$  y suponiendo que el dispositivo es un sistema hermético, donde la masa del fluido de trabajo permanece constante a través del tiempo, la diferencia entre el máximo volumen y el mínimo volumen permanece constante, a parte la diferencia entre los dos no es tan significativa como la de temperaturas  $V_M > V_m$ .

En el reporte literario [18] la eficiencia del ciclo Stirling es considerado por tener en el producto de las relaciones mencionadas anteriormente inferior a 1 ( $\tau r \leq 1$ ). Esta condición se da para los casos donde el pico de presión a volumen mínimo bajo la línea isotérmica  $T_C$  no es mayor que la presión mínima de la línea isotérmica  $T_C$  a volumen máximo.

En el caso que el producto entre  $\tau r > 1$ , la presión óptima de trabajo  $P^*$  es donde la suma de las áreas sombreadas sobre y bajo la línea de presión es **cero**. Partiendo de esta premisa podemos plantear el siguiente balance volumétrico.

$$V_M - V_b = V_a - V_m \quad (3.61)$$

Suponiendo que el comportamiento del fluido de trabajo es constante tanto en el proceso de compresión como en el proceso de expansión, es decir que su comportamiento es como la de un gas ideal, se pueden establecer dos ecuaciones de estado.

$$P^*V_a = mRT_C \text{ \& } P^*V_b = mRT_H \quad (3.62) \quad (3.63)$$

Las sumamos y despejamos el balance volumétrico y obtenemos la ecuación de datos que se pueden conocer.

$$P^*(V_M + V_m) = mR(T_C + T_H) \quad (3.64)$$

Divido la ecuación (3.64) por la suma de los volúmenes y sustituyo las relaciones térmicas y volumétricas y obtengo la siguiente expresión matemática, de la cual se estima a la presión del trabajo promedio del sistema, bajo condiciones ideales.

$$P^* = \frac{mR(T_C + T_H)}{(V_M + V_m)} = \frac{mRT_H(\tau + 1)}{V_m(r + 1)} \quad (3.65)$$

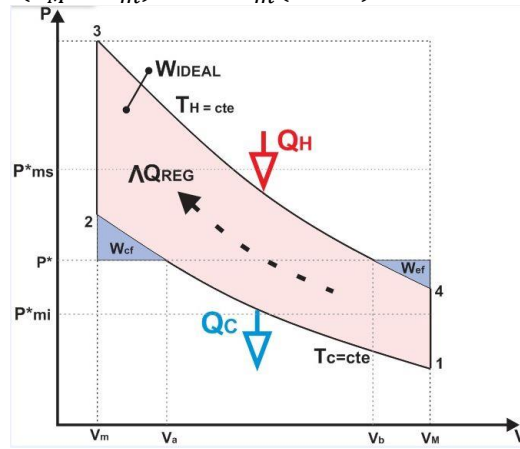


Figura 3. 13 Ciclo P-V

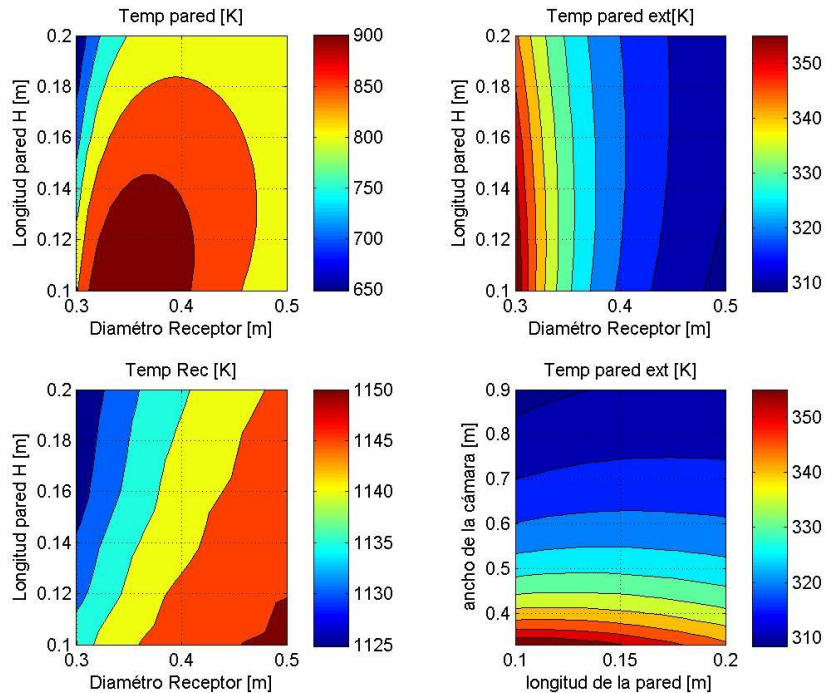
Las áreas resaltadas de color azul en la Figura 3. 13, indican respectivamente el trabajo efectivo por compresión y de expansión del sistema, bajo un ciclo ideal de operación. Asumiendo primero que la temperatura permanezca constante en los ciclos 1-2 y 3-4 y que en el enfriamiento y calentamiento del fluido de trabajo se comporte isocóricamente. Adicionalmente la región sombreada de color roja, indica el trabajo posible (dentro de lo teórico) que puede alcanzar el motor Stirling.

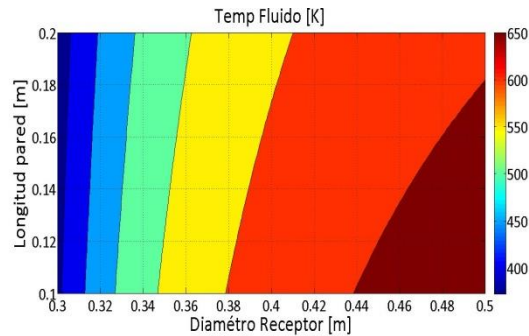


## 4. Análisis de resultados

Inicialmente se realizó la simulación en MATLAB de las ecuaciones planteadas en el balance termodinámico del receptor (ver capítulo 3.2), donde se consideró que la radiación solar concentrada permanecerá constante y que las variables como; el diámetro del receptor, la longitud de la cavidad y la profundidad de la recámara o longitud de la pared del receptor varían dentro de un rango de diseño permisible, tolerable, diseñado y documentado en la literatura. Con dicha simulación se obtienen valores en estas longitudes con los cuales se pueden establecer unas relaciones adecuadas de diseño donde se aumenta la cantidad de calor transferido al regenerador y de una pérdida de calor aceptable al medio ambiente.

Cada uno de estos valores de temperatura fueron graficados, con respecto a la variación de su elemento característico y se obtuvieron valores esperados para cada uno de ellos. Por ejemplo las temperaturas obtenidas para el receptor, siendo éste un material con mejores características térmicas (metal Inconel) que la de las paredes (cerámicos). Su rango oscilaba entre (1125K a 1150 K) mientras que las del cerámico en la parte interna entre (650 K a 900 K), otro dato relevante fue el obtenido a la parte externa de la cámara (310K a 350K), siendo un rango de temperatura adecuado para las altas temperaturas que el equipo alcanza en una operación normal.





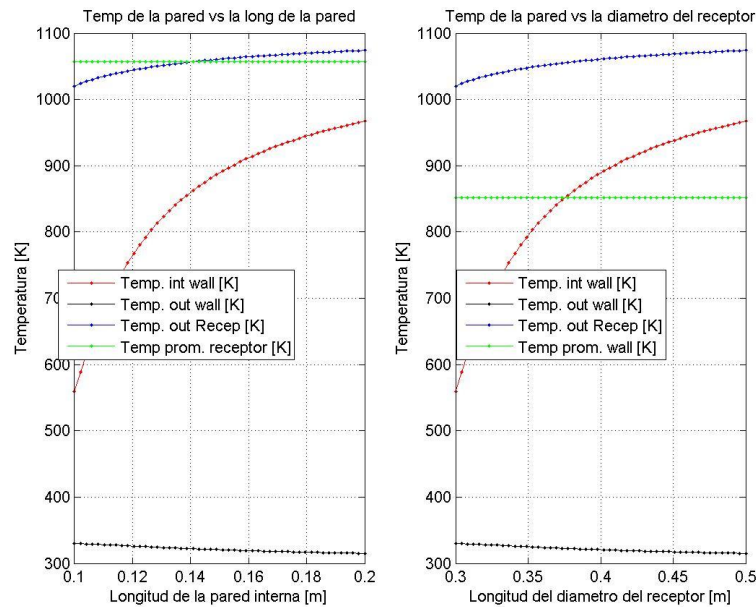
Gráfica 4. 1 Variación de la temperatura vs longitudes características en forma matricial

En la Gráfica 4. 1 se puede observar el efecto que tiene el diámetro del receptor y la longitud de la pared con respecto a la temperatura alcanzada en la pared interna de la cámara, en ella se aprecia que la mayor temperatura (entre 800 y 950K) se da para el intervalo de 0,3 a 0,4 m del receptor y para una longitud de pared entre 0,1 y 0,14 m de la longitud de la pared. También se observan los valores de la temperatura de la pared en la parte exterior variando la geometría descrita anteriormente. La variable más incidente para que la temperatura en la parte exterior sea mínima, es el ancho de la cámara, lo cual es un resultado esperado y evidente que este así sea ya que involucra internamente el espesor de esta. Sin embargo, tecnológica y económicamente no es viable estimar en el diseño que el prototipo tenga el mayor tamaño del ancho de la cámara. Principalmente por dos razones. La primera; por razones geométricas, por el peso del prototipo y por costos. A mayor espesor; mayor cantidad de material aislante; mayor peso a reubicar por el seguimiento solar (se incrementa la robustez del sistema) y obviamente mayor costo. Y la segunda razón, por cuestiones técnicas, ya que el delta de temperatura del mayor espesor al menor es de tan solo 40°C (aproximadamente), siendo una diferencia poco significativa.

Adicionalmente la temperatura del fluido del trabajo, como se visualiza en la Gráfica 4. 1e, se aprecia que la mayor temperatura alcanzada oscila entre los 600 y 650K, para un rango de longitud de diámetro del Receptor entre 0,43 y 0,50 m, siendo esta la más relevante, donde la incidencia de la longitud de la pared no la modificaba significativamente. Sin embargo para disminuir las perdidas por diferencia de temperaturas entre el receptor y la pared y disminuyendo la cantidad de material a implementar para la fabricación del receptor. Establecemos que el intervalo adecuado del receptor oscila entre los 0,37 a 0,43 m, donde el fluido de trabajo tiene una temperatura entre los 580-620K.

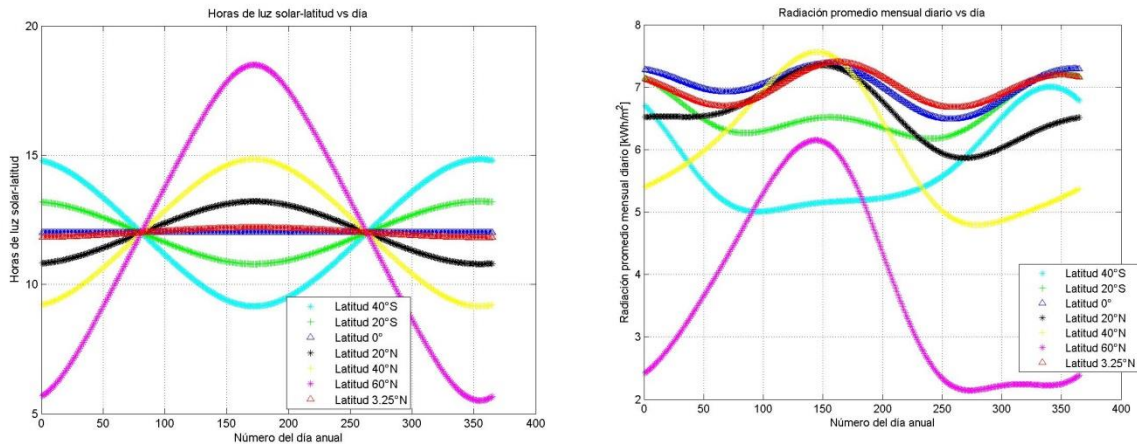
Partiendo de esta simulación y estimando que; la temperatura más incidentes en el prototipo son las temperaturas de la pared interna de la cámara y de la parte externa del receptor y que la longitudes más significativas son el diámetro del receptor y la longitud de la cavidad. Se grafican los datos obtenidos en la simulación con la función `fsolve` en MATLAB y adicionalmente se visualiza la temperatura promedio del receptor, de la pared interna y de la temperatura del fluido.

La intercepción entre las curvas de la temperatura del receptor y la temperatura de la pared con sus respectivas promedios, y teniendo en cuenta los intervalos de longitud posible que podría tener el receptor y la cavidad, trazamos una proyección sobre cada intercepción y establecemos la menor diferencia de temperatura posible entre los dos componentes, Ver Gráfica 4. 2. Una vez calculada la menor diferencia entre las intercepciones, se extrae la las longitudes a la cual pertenece y se establece como longitudes básicas de diseños para las posteriores simulaciones. Por lo tanto la longitud del diámetro del receptor es de 0,381 m y la longitud interna de la pared es de 0,141 m.



Gráfica 4. 2 Temperatura promedio del receptor y de la cavidad

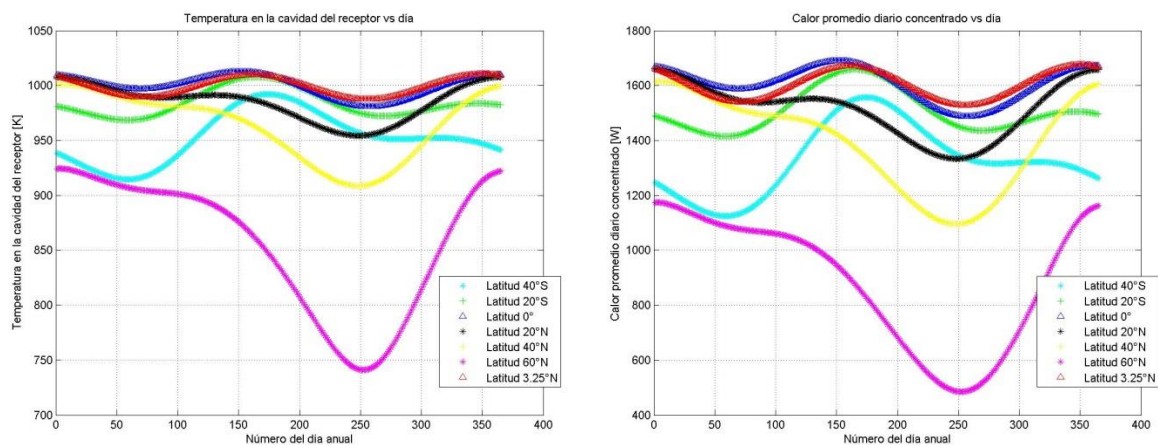
Una vez establecida la geometría y definiendo las longitudes, se realiza la simulación con la variación de la radiación solar, con el fin de estimar la cantidad de calor transferida a la cavidad de la cámara receptora a diferentes latitudes. Las latitudes que se consideraron en el modelo simulado corresponden a: 40°S, 20°S, 0°, 20°N, 40°N, 60°N y una latitud de 3,25°N como referencia, correspondiente a la región norte del Huila (Desierto de la Tatacoa). Lo primero que se establece es la diferencia de Horas Luz Solar (HLS) con el cual se puede estimar la radiación diaria promedio del concentrador solar tipo disco parabólico, ver Gráfica 4. 3.



Gráfica 4. 3 Gráfica de HLS vs día y radiación promedio mensual vs día

Es de esperarse que las HLS promedio anual de la región en referencia estén por el orden de 12 horas y que la radiación promedio anual sea próxima a los 7 kWh/m<sup>2</sup> muy superior a los valores correspondientes de zonas extratropicales, lo cual da un indicio del potencial que podrían tener estos dispositivos tecnológicos, si se llegaran a implementar en zonas cercanas a las tropicales y desérticas.

Una vez conociendo las HLS y la radiación promedio mensual diaria, ingresamos los datos simulados, al modelo planteado del receptor solar, donde se consideraron la eficiencia óptica del concentrador solar (ecuación (3.3) del Análisis del Disco Concentrador 3.1), la ecuación (3.3) de la variación de la radiación y las correspondientes a las planteadas en el capítulo de balance termodinámico del receptor solar (ecuación (3.2)), específicamente a los nodos correspondientes a las resistencias térmicas planteadas en el capítulo Balance termodinámico del receptor solar 3.2. Se obtuvieron valores de la cantidad de calor transferida al regenerador y la temperatura externa del regenerador (ver Gráfica 4. 4).

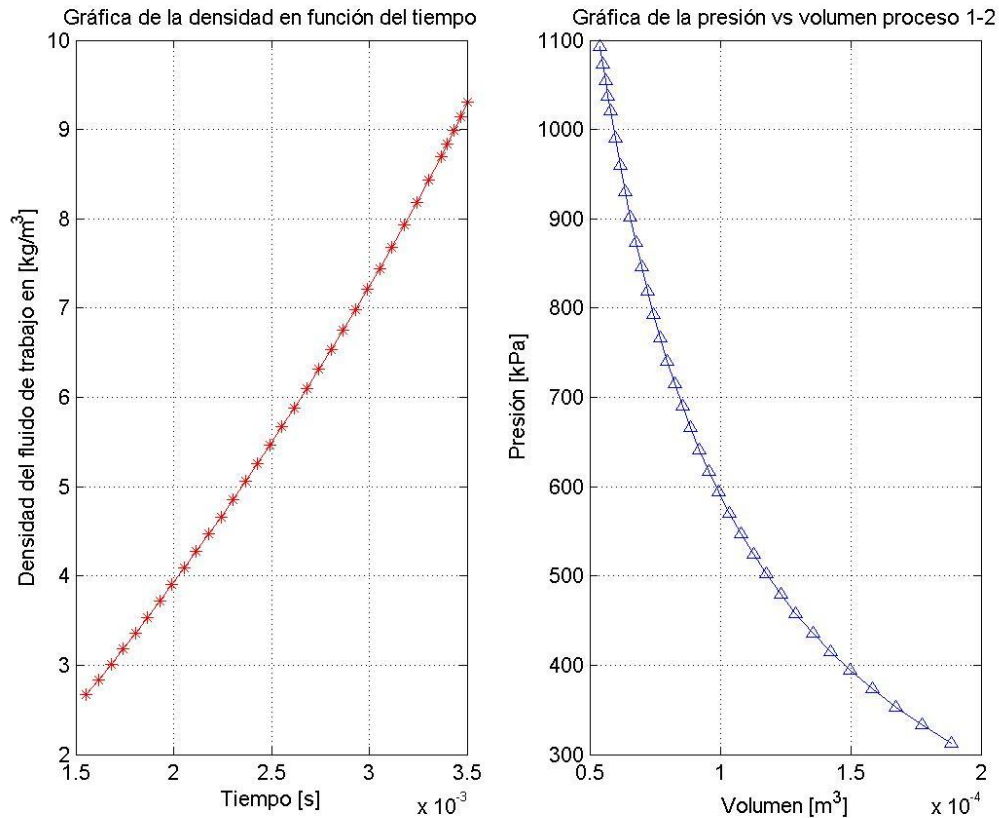


Gráfica 4. 4 Temperatura del receptor vs día, Cantidad de calor transferido al receptor vs día

El comportamiento de ambas graficas es similar, debido a que son linealmente dependientes. La temperatura promedio para las zonas tropicales con un margen de error de  $\pm 10^\circ$  son relativamente similares, estas gráficas muestra un comportamiento homogéneo a lo largo de los 365 días, estando por el orden de los 1000K. Por su parte, el calor transferido hacia el interior de la cámara tiene un valor promedio diario estimado en 1600W.

Es evidente que las zonas donde el prototipo termosolar tendría un gran futuro y con una buena proyección energética serian en las zonas tropicales comprendidas entre los  $20^\circ\text{S}$  a los  $20^\circ\text{N}$  y ubicándolas en terrenos no potenciales para la agricultura o ganadería, preferiblemente en terrenos no fértiles o desérticos, esto con el fin de no entrar en una de las confrontaciones actuales, alimentación vs energía. Un punto referente de comparación, donde se han implementado prototipos de este tipo de tecnología y que actualmente se encuentran en operación son en la Almería, el parque solar en mención se encuentra ubicada a  $37^\circ 05' 27,8''$  latitud Norte y  $2^\circ 21' 19''$  longitud Oeste ubicada al sur de España y el cual tendría una radiación diaria promedio de  $5,2 \text{ kWh/m}^2$  ([31]), mientras que el valor obtenido gráficamente para  $40^\circ\text{N}$  oscila entre  $5,8\text{-}5,9 \text{ kWh/m}^2$  equivalente a un año de  $2117,0\text{-}2153,5 \text{ kWh/m}^2$  Indicando que la aproximación de los datos medidos y los simulados tienen cierta similitud. Se puede estimar que el potencial de radiación para la línea ecuatorial esta por el orden de  $7,2\text{-}7,4 \text{ kWh/m}^2$  promedio diario, y  $2628,0 - 2701,0 \text{ kWh/m}^2$ . Con cual, en cifras, es necesario aunar esfuerzos para incursionar en estos tipos de tecnologías para suplir las demandas energéticas futuras, siendo esta una de las múltiples tecnologías amigables con el medio ambiente.

A continuación, las gráficas obtenidas para cada uno de los procesos que representa el comportamiento que tiene fluido de trabajo para cada uno de estos. La simulación para cada proceso se realiza por separado con un llamado o con alimentación del proceso inmediatamente anterior. Únicamente para el proceso 1-2 los datos de entrada son los entregados por la simulación en el circuito térmico, siendo específicamente la temperatura del receptor.



Gráfica 4. 5 Gráficas del comportamiento del fluido en el proceso 1-2

La Gráfica 4. 5, visualiza el cambio de la densidad del fluido en el tiempo transcurrido para la compresión, tiempo que es definido con las Revoluciones Por Minuto (RPM), la carrera del pistón, y el cambio volumétrico del pistón de compresión. En esta se establecen los valores iniciales para el cálculo del cambio de la densidad a través del tiempo para este proceso. Como densidad inicial se contempla la del aire a la temperatura de  $(409,15\text{ K})$  suponiendo que ya alcanzo el equilibrio y a una atmósfera de presión  $(313,02\text{ kPa})$ , adicionalmente se contempla el tiempo transcurrido en el que el cilindro de compresión requiere para ir desde el Punto Muerto Inferior (PMI)-máximo volumen, hasta el punto intermedio o volumen intermedio, es un cuarto  $(1/4)$  de tiempo del ciclo y suponiendo que el tiempo transcurrido para cada ciclo es igual. A partir de esta suposición y asumiendo que la velocidad en RPM es constante una vez alcanzado su equilibrio.

$0 < T_c \leq \frac{\pi}{2\omega}$  siendo  $\omega$  la velocidad angular en [Hz]. La gráfica del lado izquierdo visualiza el comportamiento del cambio de la densidad a través del tiempo. El aumento de la densidad concuerda con el proceso de compresión como tal, empezando desde

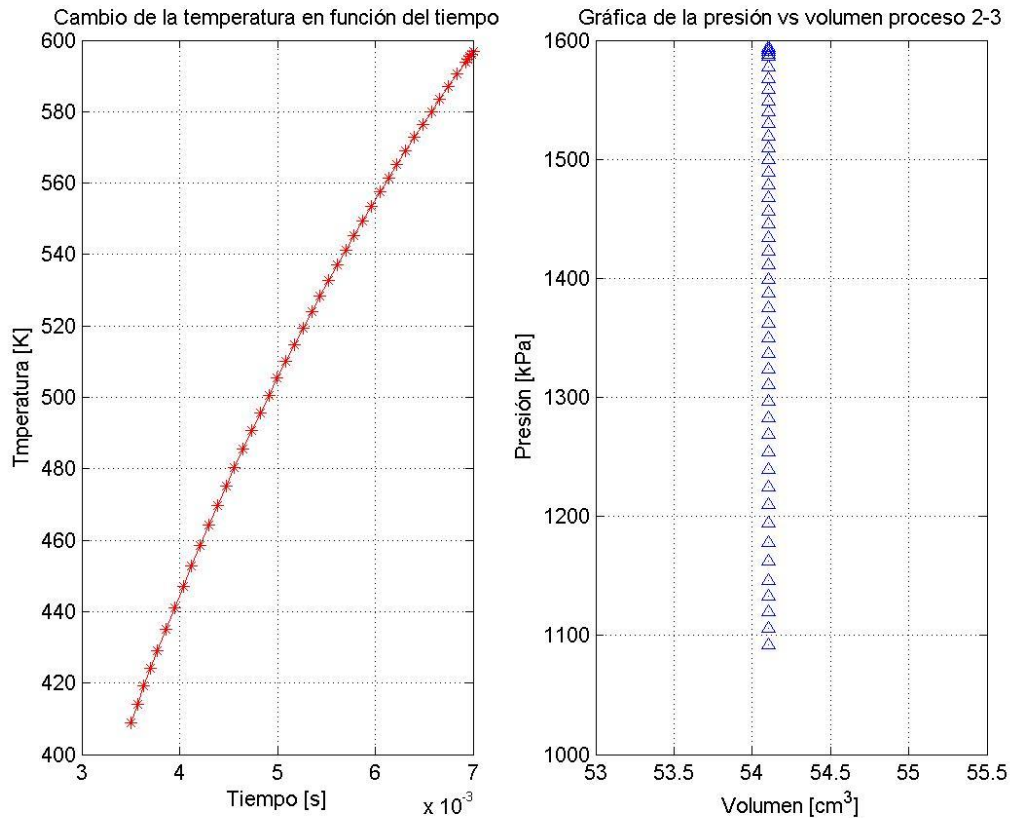
$2,668 \text{ kg}/\text{m}^3$  a  $0,001 \text{ s}$  y llegando a  $9,301 \text{ kg}/\text{m}^3$  transcurrido  $0,0035 \text{ s}$ . Lo cual es un aumento considerable de la densidad en tan poco tiempo.

Para poder realizar la compresión del fluido manteniéndola a la misma temperatura, se debe realizar un intercambio de calor con el entorno, por medio de un cilindro con aletas, las cuales fueron tenidos en cuenta y programado en el modelo. Teniendo un número total de aletas de 20 y de una separación entre ellas de 2 mm, por tanto el área total según la ecuación planteada en el análisis matemático de dicho proceso es de  $0,9157 \text{ m}^2$ .

Por su parte la gráfica del lado derecho muestra el comportamiento que tiene la presión del fluido vs su compresión volumétrica. A mayor volumen (estado inicial -  $188,81 \text{ cm}^3$ ) se obtiene una menor presión ( $313,02 \text{ kPa}$ ) y a un menor volumen (estado final -  $54,10 \text{ cm}^3$ ) se alcanza mayor presión en este proceso ( $1092,41 \text{ kPa}$ ). Siendo este el comportamiento esperado del fluido en este proceso. El cambio de la presión es de casi 3.5 veces, mientras que el cambio volumétrico se reduce en un 71% aproximadamente.

Para el proceso 2-3 se graficó la Temperatura vs el tiempo y la Presión vs el Volumen (ver Gráfica 4. 6). En la gráfica de la izquierda se puede apreciar que la temperatura del fluido tiene un crecimiento exponencial o polinomial, correspondiente a la descripción matemática (ver ecuaciones (3.32) comportamiento de un fluido a través de un medio poroso y ecuación (3.34) comportamiento de un sólido por el que pasa un fluido de trabajo). La temperatura inicial del proceso 2-3, es la temperatura isotérmica asumida para el proceso anterior y el tiempo inicial en este proceso es el tiempo final del proceso anterior. El aumento esta por el orden de 190 K (iniciando en 409,15K y terminando en 596,88K). el tiempo transcurrido para este proceso está comprendido entre  $\frac{\pi}{2\omega} \leq T_c \leq \frac{\pi}{\omega}$





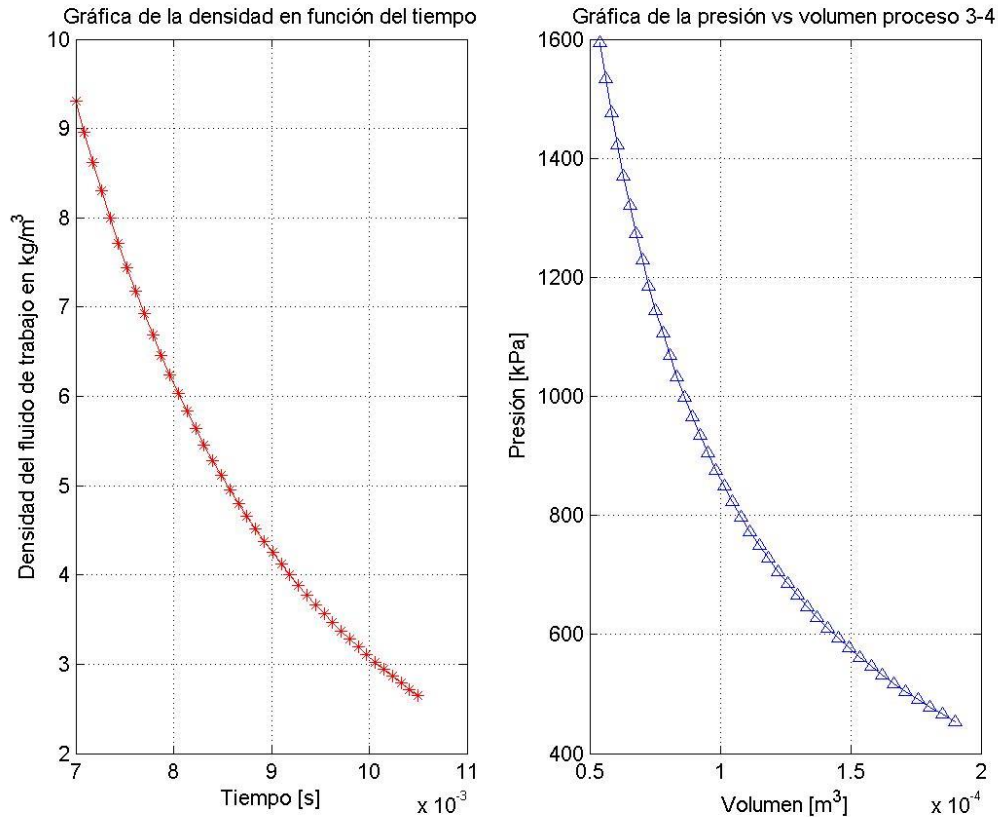
Gráfica 4. 6 Gráficas del comportamiento del fluido en el proceso 2-3

Por su parte la presión a través del calentamiento isocórico (gráfica derecha) se aprecia que tiene un comportamiento lineal ascendente con el mismo volumen mínimo. El aumento va desde (1092,41 kPa) hasta (1594,23 kPa). Siendo este último la presión máxima de este proceso y de todo el ciclo del motor, el cual en presiones atmosféricas estaría por el orden de quince (15) veces por encima. Siendo esta una presión elevada, no sobrepasa los límites establecidos de fabricación de los equipos o de prototipos similares en operación (15 MPa [30]).

Para el proceso 3-4 expansión isotérmica (ver Gráfica 4. 7), se aprecia en la figura del lado izquierdo la tendencia que tiene la densidad del fluido a través del tiempo, el comportamiento es logarítmico y parte desde un estado de alta densidad en el ciclo

$\left(9,310 \frac{kg}{m^3}\right)$  para un tiempo inicial del ciclo de  $t_{in_{2-3}} = \frac{\pi}{\omega} = 0,007 \text{ s}$ . Al transcurrir el tiempo de este ciclo  $t_{fin_{2-3}} = \frac{3\pi}{2\omega} = 0,0105 \text{ s}$  la densidad disminuye hasta llegar a  $\left(2,647 \frac{kg}{m^3}\right)$ .



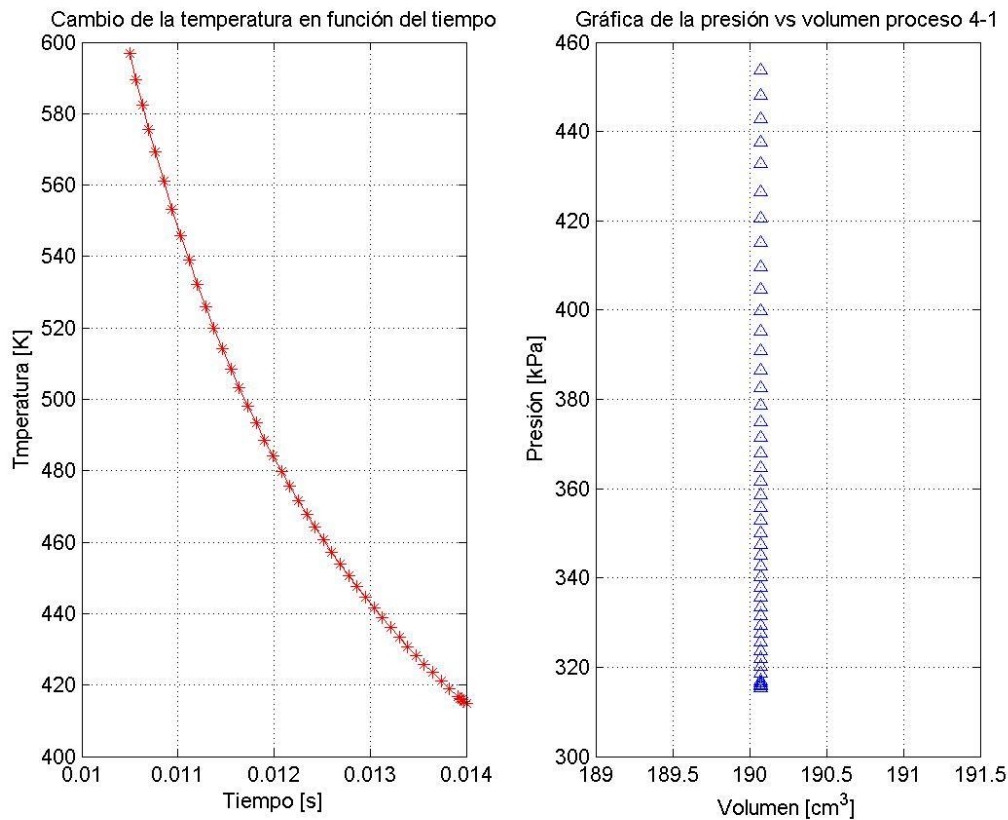


Gráfica 4. 7 Gráficas del comportamiento del fluido en el proceso 2-3

Comportamiento similar tiene la presión del sistema que empieza desde los 1594,23 *kPa* hasta los 453,77 *kPa*. Mientras que el volumen del fluido aumenta desde los 54,10 *cm*<sup>3</sup> hasta los 190,07 *cm*<sup>3</sup>, correspondiente a una expansión del fluido en este cilindro por el orden de 140 *cm*<sup>3</sup> aproximadamente, lo cual teóricamente está por el orden del volumen desplazado en el cilindro de expansión.

Por último, en el proceso 4-1 enfriamiento isocórico se graficó la Temperatura vs el Tiempo y la Presión vs el Volumen (ver Gráfica 4. 8). En la gráfica de la izquierda se puede apreciar que la temperatura del fluido tiene un decrecimiento polinomial, similar al planteamiento en el proceso 2-3, cuyo comportamiento es similar al planteado matemáticamente en las ecuaciones (3.48) comportamiento del fluido a través de un medio poroso.

La temperatura inicial del proceso 4-1, es la temperatura isotérmica asumida para el proceso anterior y el tiempo inicial en este proceso es el tiempo final del proceso anterior. La disminución está por el orden de los 180 K (iniciando en 596,88 K y terminando en 414,81 K). el tiempo transcurrido para este proceso está comprendido entre  $\frac{3\pi}{2\omega} \leq T_c \leq \frac{2\pi}{\omega}$



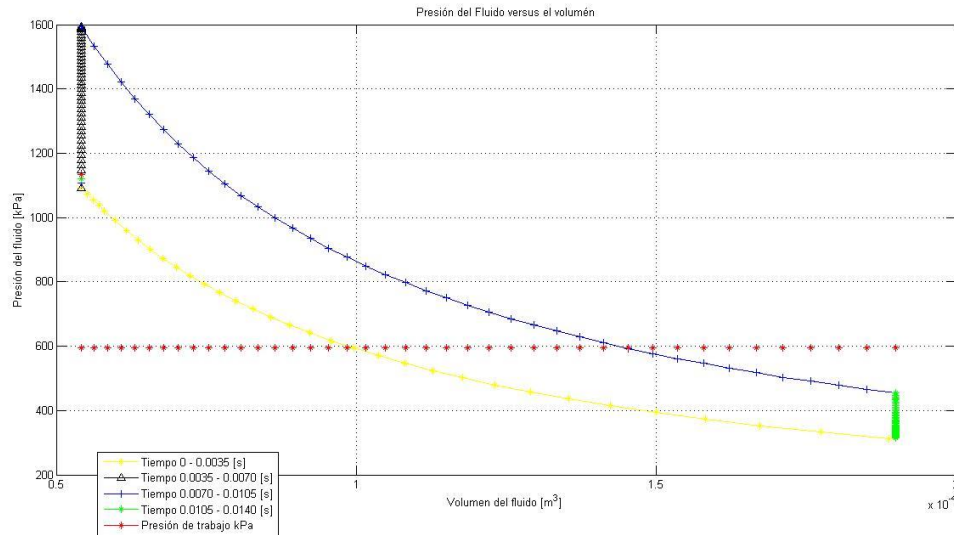
Gráfica 4. 8 Gráficas del comportamiento del fluido en el proceso 4-1

Por su parte la presión a través del enfriamiento isocórico (gráfica derecha) se aprecia que tiene un comportamiento lineal descendente con el mismo volumen máximo. Dicha disminución de la presión va desde ( $453,77\text{ kPa}$ ) hasta ( $315,36\text{ kPa}$ ). Siendo este último la presión mínima de este proceso y una referente hasta encontrar el equilibrio del sistema.

Por último se visualiza la gráfica consolidada de un solo ciclo (ver Gráfica 4. 9), en el cual se grafican los cuatro procesos cuyo tiempo total no alcanza ni a superar el segundo (1s) y eso se debe principalmente a las altas velocidades angulares o RPM del motor, el cual llegan al orden de los 150 a 200 Hz o 1500 a 1800 respectivamente. Se puede apreciar claramente que el ciclo depende del proceso inmediatamente anterior, suponiendo que el sistema ya ha vencido la inercia térmica y que la temperatura de referencia la asumimos por encima del de la temperatura ambiente en 100K, por tanto el valor es de ( $409,15\text{ K}$ ) la cual se considera que es una temperatura cercana a la estado estable. Partiendo de esta premisa en el cual se considera una temperatura estable en el proceso 1-2 de compresión isotérmica, se puede apreciar que el ciclo del motor Stirling tiende a cerrar.

Se plantea la simulación de un primer ciclo para visualizar el comportamiento del fluido de trabajo en cada uno de los ciclos. Esto se hace con el fin de retroalimentar cada uno de los procesos con los datos entregados con el programa en el paso anterior. Vemos

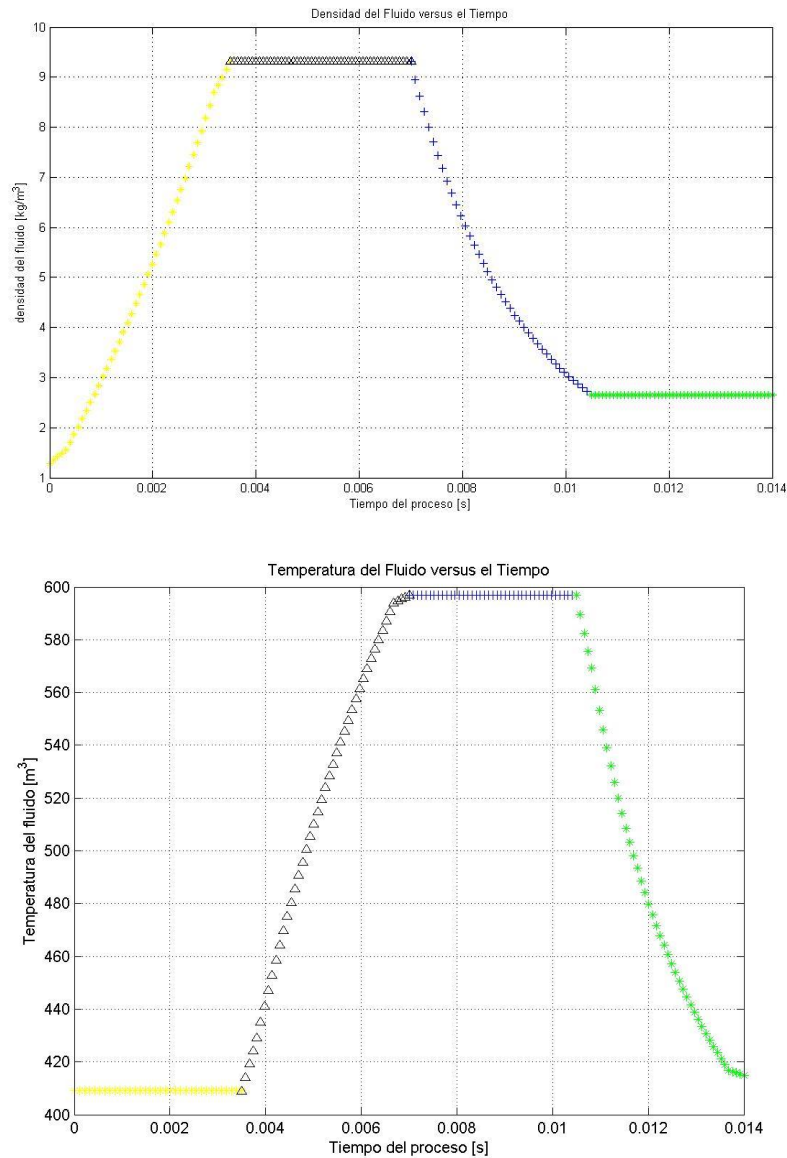
que las transiciones de todos los procesos (1-2 a 2-3, 2-3 a 3-4, 3-4 a 4-1 y 4-1 a 1-2) se realiza con un pequeño salto sin embargo el comportamiento del fluido es completamente diferente de un proceso a otro.



Gráfica 4. 9 Ciclo completo transcurrido 0,0140 s

Calculando cada uno de los valores estimados para cada proceso, se puede estimar la presión de trabajo, la cual es expresada en el capítulo 3.3.3. A partir de este trabajo se puede expresar o calcular los trabajos de expansión y de compresión. Se plantea la relación térmica relación térmica y la relación volumétrica, siendo respectivamente (0.6855 y 3.5133) lo cual satisface la condición planteada en este capítulo ( $\tau r > 1$ ), con la cual se puede obtener la presión media de trabajo  $\left(P^* = \frac{mRT_H(\tau+1)}{V_m(r+1)}\right)$ , por tanto la presión de trabajo estimada es de 595,36 kPa. Con esta presión se puede calcular la cantidad de trabajo de compresión y expansión. Siendo respectivamente en Joule [J] 9,00 y 3,50 para un ciclo. Por lo tanto la potencia generada para cada proceso, es el trabajo efectuado sobre el tiempo transcurrido para cada uno (0,0035s). La potencia para cada uno de los ciclos es de (2571,43 kW) en la etapa de expansión y (1000,00 kW) en la etapa de compresión.

Las gráficas del comportamiento del fluido con respecto al tiempo transcurrido de un ciclo, visualizan los cambios significativos de densidad en la etapa de compresión (alcanzando casi 9 veces su condición inicial) y de expansión (realizándola por el orden de la alcanzada en la etapa de compresión), así como su cambio de temperatura para los procesos de calentamiento y enfriamiento. Los cuales tienen cambios en su temperatura por el orden de 185K aproximadamente. Todo esto en un lapso de tiempo muy corto de 3,5 ms.



Gráfica 4. 10 Comportamiento del fluido de trabajo en cada proceso del ciclo

Apreciamos que el comportamiento del fluido vs el tiempo en cada una de las variables incidentes, corresponden al planteado inicialmente en cada una de las hipótesis para cada uno de los procesos. Para el primer tramo de tiempo el fluido tiene una compresión isotérmica. La cual se visualiza en la Gráfica 4. 10, las líneas de color amarillo, indicando en aumento de la densidad del fluido mientras este permanecía a temperatura constante.

## 5. Conclusiones y recomendaciones

### 5.1 Conclusiones

El modelo acá propuesto hace parte de un adecuado análisis y de un consenso de conceptos termodinámicos utilizados para realizar una descripción en el comportamiento de un sistema termosolar tipo Disco-Stirling, el cual ha sido analizado por varios autores, pero que difieren de la integración de los tres componentes, o carecen de un estudio más preciso en el regenerador.

Esta tesis propone el análisis del sistema como un elemento mecánico integral, inicialmente se estable la eficiencia y la cantidad de calor que es capaz de concentrar el disco parabólico y la cantidad de energía que es entregada al receptor, donde los valores obtenidos con la simulación del programa está por el orden de los valores reales. La selección de un área adecuada como criterio de diseño, mejora las condiciones de trabajo del equipo, disminuyendo las pérdidas por calor ocasionadas por configuraciones aleatorias y que carecen de este tipo de análisis. El procedimiento fue de optimizar la relación entre el área del receptor y el de la pared. Previamente se definió una radiación solar en una superficie horizontal promedio y constante estimada en 800 [W/ m<sup>2</sup>].

Una vez estimada la geometría en la recámara, donde se fijaron valores como la profundidad y el ancho de esta y el diámetro equivalente del receptor solar, se procede a realizar la simulación con la variación de la radiación solar a diferentes latitudes, con el fin de realizar una comparación en la cantidad de calor transferido al sistema. A dichos valores se le compara con la región analizada la cual se encuentra en una zona tropical.

Este análisis se realizó con el fin de estimar el potencial de la zona analizada y tener un valor representativo de tal manera que nos indique que zona es más propicia para implementar este tipo de tecnología. Siendo sin duda la zona tropical comprendida entre las latitudes 20 ° Sur a 20° Norte la más relevante.

Una vez calculado el calor transferido al receptor y la temperatura exterior de la pared, se establecen como valores iniciales y de entrada para la tercera simulación, en la cual se trata de describir el comportamiento del fluido de trabajo en los cuatro procesos del ciclo a través del tiempo. Pasando de un proceso meramente estacionario (primera simulación) a uno completamente dinámico.

El comportamiento caracterizado por la simulación se asemeja al ciclo ideal planteado teóricamente. En el cual se evidencian, según la numeración para cada proceso del ciclo

planteado en esta tesis, los siguientes comportamientos; proceso 1-2 compresión isotérmica, en el cual el fluido estando en un estado inicial establecido aleatoriamente, se comprime hasta llegar a unos valores mínimos de compresión, valores que están dentro de los valores del equipo. Tanto su relación volumétrica, cambio de densidad y aumento de la presión.

Los datos de entrada para la simulación fueron obtenidos por terceros, y los datos arrojados por la simulación en MATLAB de las ecuaciones programadas se acercan a los datos tabulados en los dispositivos existentes y puestos en operación [30]. Los procesos 1-2 y 3-4, donde interfieren las velocidades en cada pistón se asumen que los valores de las velocidades medidas en revolución del equipo son constantes y un tiempo relativamente corto.

La limitación de la toma de datos en forma experimental, hacen que la validación del modelo sea más tedioso, ya que implica realizar suposiciones en datos que perfectamente se pudieran medir si se contara con un dispositivo a escala para realizar dicha medición. Siendo los más relevantes las perdidas asumidas en el disco parabólico, las temperaturas iniciales del dispositivo y la relaciones volumétricas entre los tres componentes principales del dispositivo (cilindros de expansión y compresión y el regenerador).

Para los procesos 2-3 y 4-1, donde se involucra el medio poroso, se estima un comportamiento de flujo turbulento a través de tubos capilares y se plantea el cambio de la velocidad con la ecuación de Darcy, siendo el regenerador el corazón del motor Stirling, es claro que su análisis es muy complejo y requiere de un prototipo a escala para poderlo caracterizar geométricamente y realizarle las mediciones en campo con los instrumentos de medición adecuados. Variables como caída de presión, distribución de temperatura y almacenamiento de energía en forma de calor o frío.

A partir de este modelo se puede ahondar en el tema y establecer unos cimientos para las futuras bases de diseño de prototipos termosolares tipo Disco-Stirling.

En resumen, una de las variables más influyentes en el modelo termodinámico es sin duda la radiación solar, la cual depende directamente de la localidad o ubicación (tanto Latitud como Longitud) del prototipo o de su posible ubicación. Con la cual se puede determinar la cantidad de calor útil promedio anual que el dispositivo puede concentrar, siendo esta una de las variables a predecir. Luego de obtener esta variable, se ingresa al receptor, con el cual podemos determinar la temperatura de la pared exterior del receptor y con esta podemos predecir la cantidad de calor transferido y por lo tanto la energía disponible entregada al fluido de trabajo.

Otras variables entregadas por el programa son; la temperatura y la densidad del fluido en cada uno de los procesos del ciclo Stirling. Con estos valores se puede determinar el comportamiento que tiene este en cada uno de los elementos analizados (Regenerador, cilindros de expansión y de compresión) y en cada ciclo determinar la presión media de trabajo y adicionalmente la potencia.

Similar a los modelos hídricos, con los cuales se puede estimar la viabilidad técnica de un proyecto hidroeléctrico, con este modelo y con sus respectivas mejoras se pretender establecer un modelo predictivo y determinar técnicamente si es viable realizar proyectos de generación eléctrica a partir de la energía solar, en especial con prototipos Disco-Stirling implementándose en zonas desérticas o donde la tierra no sea cultivable, garantizando un buen factor de planta y para no entrar en conflicto con el posible uso de la tierra para obtener alimentos). Dentro de las mejoras se pueden extender a la caracterización de otros prototipos que utilizan como fuente energética la radiación solar.

## 5.2 Recomendaciones

Para poder entender el funcionamiento de este tipo de motor, haciendo énfasis en el comportamiento del fluido de trabajo dentro de los tres componentes esenciales del motor, se requiere de un estudio más profundo, detallado y experimental. Adicionalmente a estos tipos de sistemas termosolares que están integrados y que son interdependientes el uno con el otro y cuyas propiedades termodinámicas, ópticas, mecánicas y geométricas difieren sustancialmente las unas con las otras. Es necesario disponer de prototipos para realizar las mediciones experimentales y poder extraer la información adecuada para poder hacer un modelo que caracterice más acertadamente el sistema. Hago referencia al disco parabólico, la recámara receptora y al motor Stirling.

Es claro que el potencial de este tipo de sistemas generadores a partir de una fuente renovable es visible e interesante, es pertinente para el mundo académico demostrar su potencial y su versatilidad. Adicionalmente recalcar que su potencial como generadora de energía eléctrica no ingresaría a competir con el sistema energético tradicional colombiano, repartido entre las centrales hidroeléctricas y térmicas. Si no como un complemento que se inyecta a la red una vez se disponga de la energía solar y se reserve o almacenen las otras dos fuentes de energía para el caso de que realmente se necesiten.



## Bibliografía

- [1] J. O'Gallagher, *Nonimaging optics in solar energy*. [San Rafael, Calif.]: Morgan & Claypool Publishers.
- [2] A. Bejan and A. D. Kraus, "Heat transfer handbook." J. Wiley, New York, 2003.
- [3] Y. A. Cengel and M. A. Boles, *Thermodynamics : an engineering approach*. Boston: McGraw-Hill, 2001.
- [4] F. P. Incropera, D. P. DeWitt, and R. Cruz, *Fundamentos de transferencia de calor*. México, D.F.: Prentice-Hall, 1999.
- [5] F. Kreith and D. Y. Goswami, *HANDBOOK OF Energy Efficiency and Renewable Energy.pdf*. 2007.
- [6] Z. Sen, *Solar energy fundamentals and modeling techniques atmosphere, environment, climate change and renewable energy*. 2008.
- [7] J. Blanco, P. Heller, M. Mehos, A. Meier, and R. Meyer, "Solar Power and Chemical Energy Systems Annual Report," 2009. [Online]. Available: <http://www.eia.doe.gov/oiaf/ieo/world.html>.
- [8] T. Bradford, *Solar revolution the economic transformation of the global energy industry*. Cambridge, Mass: MIT Press, 2006.
- [9] D. Y. Goswami, F. Kreith, and J. F. Kreider, *Principles of solar engineering*. Taylor & Francis, 1999.
- [10] N. Unidas, "Protocolo de kyoto de la convención marco de las naciones unidas sobre el cambio climático," vol. 61702, 1998.
- [11] J. Hesselbach and I. C. on L. C. Engineering, "Glocalized solutions for sustainability in manufacturing Proc. of the 18th CIRP International Conference on Life Cycle Engineering, Technische Universität Braunschweig, Braunschweig, Germany, May 2nd - 4th, 2011." Springer, Heidelberg [u.a.], 2011.
- [12] S. Kalogirou, *Solar Energy Engineering: processes and systems*, Elsevier/A. Amsterdam, 2009.
- [13] REN21, "Renewables 2014 Global status report," *energieclimat*, 2014.
- [14] C. Security, *Clean Power from Deserts EU-MENA Clean Power from Deserts*. .
- [15] N. T. A. Druyan, S. MacFarlane, "Cosmos: A Space-Time Odyssey," USA, 2014.
- [16] R. Winston, J. C. Miñano, P. Benítez, and W. T. Welford, "Nonimaging optics." Elsevier Academic Press, Burlington, Mass., 2005.

- [17] B. Kongtragool and S. Wongwises, "A review of solar-powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engines," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 7, no. 2, pp. 131–154, Apr. 2003.
- [18] J. R. Senft, *Mechanical efficiency of heat engines*. Cambridge; New York: Cambridge University Press, 2007.
- [19] A. J. Organ and C. R. C. Press., "The air engine stirling cycle power for a sustainable future." Woodhead Pub., Cambridge, England, 2007.
- [20] W. Vogel and H. Kalb, "Large-scale solar thermal power technologies, costs and development." Wiley-VCH Verlag & Co. KGaA, Weinheim, 2010.
- [21] L. Stoddard, J. Abiecunas, and R. O. Connell, "Economic , Energy , and Environmental Benefits of Concentrating Solar Power in California Economic , Energy , and Environmental Benefits of Concentrating Solar Power in California," no. April, 2006.
- [22] W. Vogel and H. Kalb, "Large-scale solar thermal power technologies, costs and development." Wiley-VCH Verlag & Co. KGaA, Weinheim, 2010.
- [23] 2008 Scollo L., Valdez P., "Integración de procedimientos y modelos para el diseño y simulación de motores de combustión externa de ciclo Stirling," *ASDES*, vol. 12, pp. 79–86, 2008.
- [24] K. Kawajiri, "Analysis of Stirling engine performance," ... *Conf. 1989. IECEC-* ..., 1989.
- [25] M. Costea, S. Petrescu, and C. Harman, "The effect of irreversibilities on solar Stirling engine cycle performance," *Energy Convers. Manag. Energy Convers. Manag.*, vol. 40, no. 15–16, pp. 1723–1731, 1999.
- [26] I. Tlili, Y. Timoumi, and S. Ben Nasrallah, "Analysis and design consideration of mean temperature differential Stirling engine for solar application," *Renew. Energy Renew. Energy*, vol. 33, no. 8, pp. 1911–1921, 2008.
- [27] F. Formosa and G. Despesse, "Analytical model for Stirling cycle machine design.," HAL CCSD Elsevier.
- [28] T. Muneer, C. Gueymard, and H. Kambezidis, "Solar radiation and daylight models (with software available from companion web site)." Elsevier Butterworth Heinemann, Oxford; Burlington, MA, 2004.
- [29] F. Nepveu, A. Ferriere, and F. Bataille, "Thermal model of a dish/Stirling systems," *Sol. Energy Sol. Energy*, vol. 83, no. 1, pp. 81–89, 2009.
- [30] CleaNergy, "Service and Operator ' s Manual for," 2009.
- [31] C. P.S.A, "Informe anual 2010 -," 2010.